

RIVISTA MILITARE



FASCICOLO TECNICO MOTORIZZAZIONE

MINISTERO DELLA DIFESA-ESERCITO
DIREZIONE e AMMINISTRAZIONE: ROMA, VIA DI S. MARCO 8

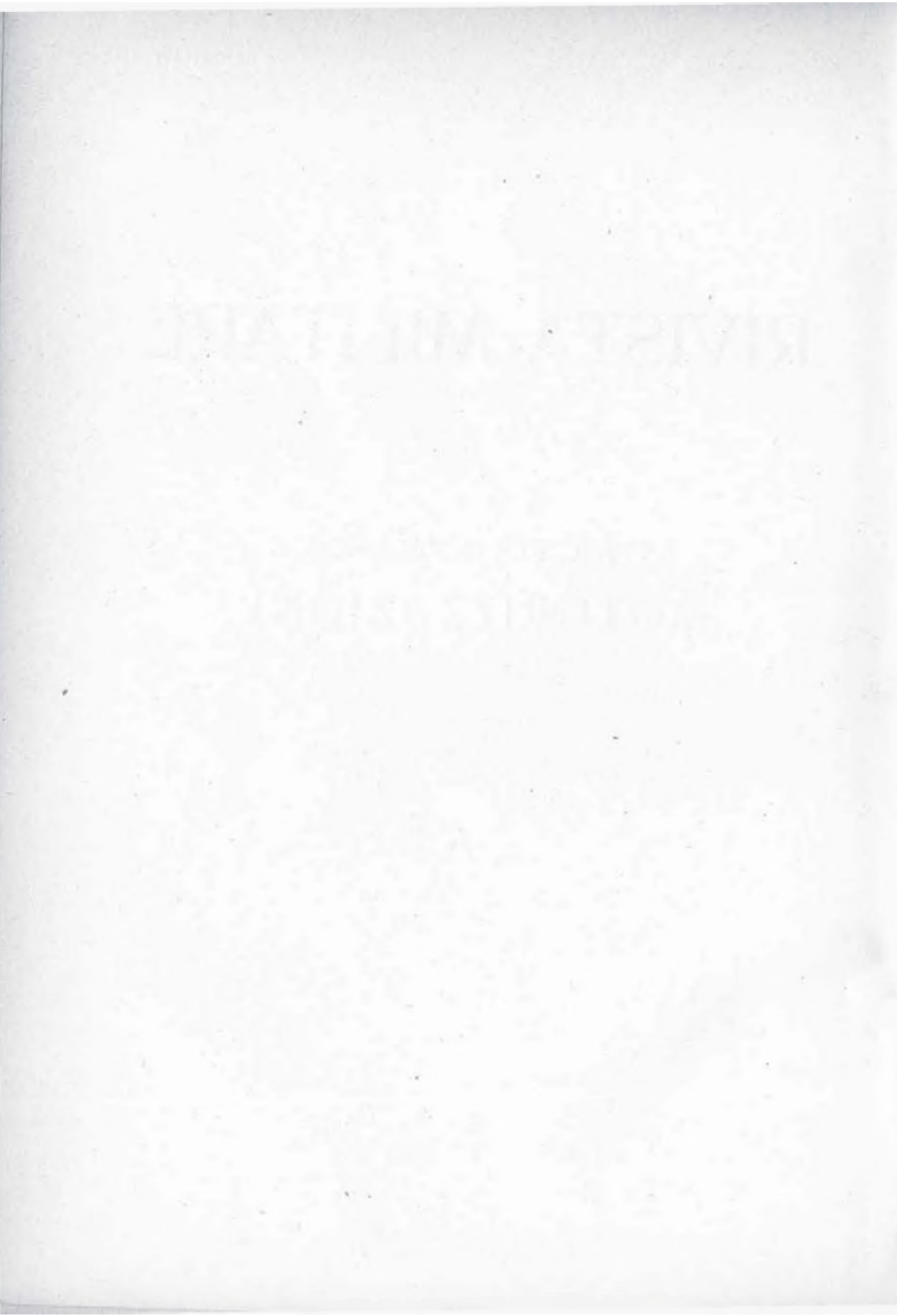
ANNO VII

LUGLIO 1951

RIVISTA MILITARE

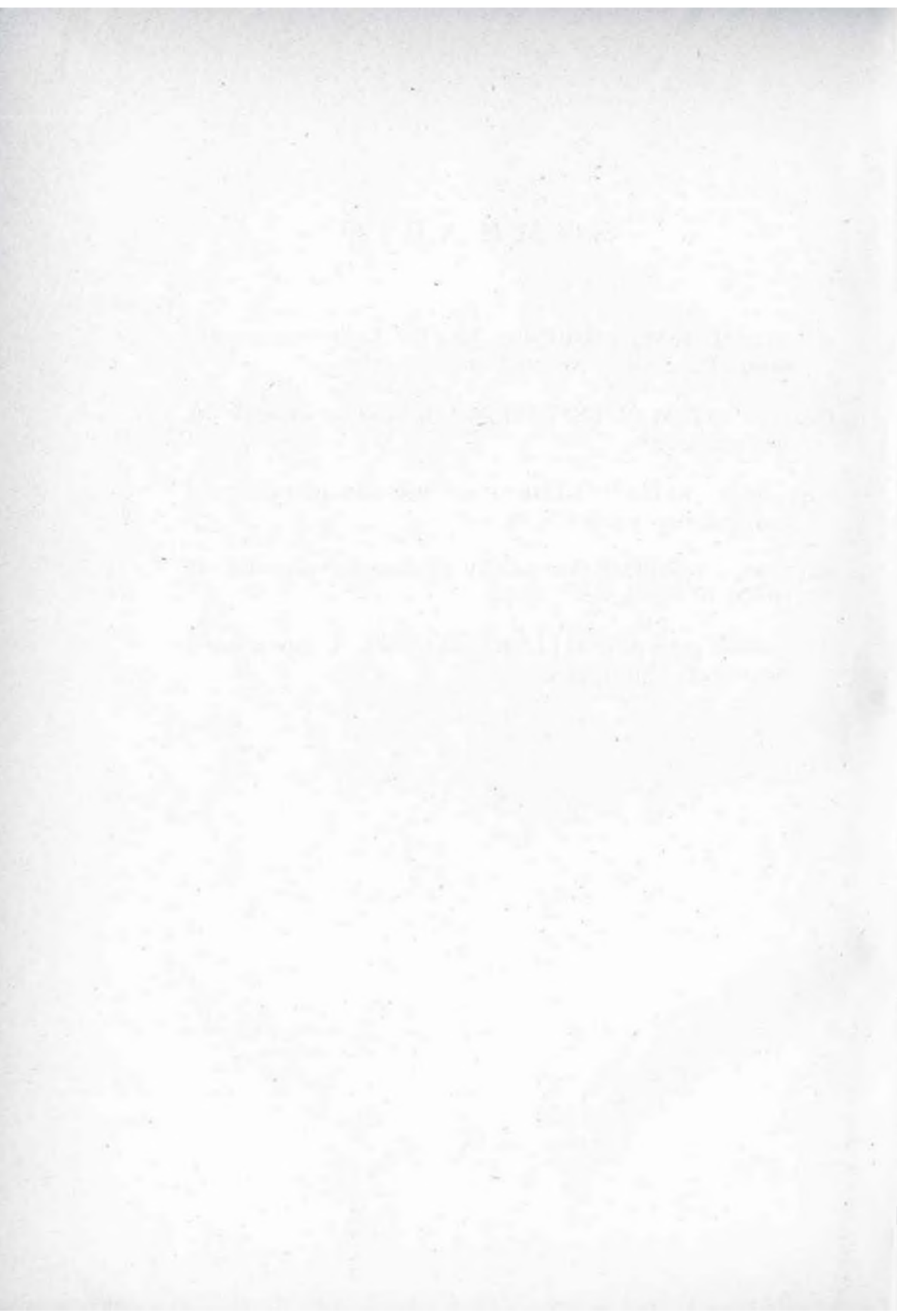
FASCICOLO TECNICO
MOTORIZZAZIONE

R O M A
VIA DI S. MARCO, 8



S O M M A R I O

	<i>Pagina</i>
Col. d'art. (S.Te.M.) EDMONDO TATTI: L'alimentazione del motore Diesel veloce con combustibili succedanei	5
Cap. d'art. (S.Te.M.) FABIO FABIANO: Sul moto di serpeggio dei carri rimorchiati	35
Cap. autom. CARLO MAUTHE: Il consumo del combustibile nell'impiego degli autoveicoli militari	61
Cap. autom. SERGIO TAVIANI: Alcuni particolari costruttivi nei motori di fabbricazione estera	77
Ten. col. del genio (S.Te.M.) DINO BELLUZZI: La riparazione e ricostruzione delle coperture	98



L'ALIMENTAZIONE DEL MOTORE DIESEL VELOCE CON COMBUSTIBILI SUCCEDANEI

Col. d'art. (S. Te. M.) Edmondo Tatti

Allo scopo di inquadrare il problema relativo all'alimentazione del motore Diesel veloce, riteniamo conveniente riassumere in breve le peculiari caratteristiche funzionali di tale motore in confronto con quelle del motore ad accensione per scintilla od a ciclo Otto.

Il motore Diesel veloce, detto anche più propriamente ad iniezione ad alta pressione o ad accensione spontanea, ha un ciclo di funzionamento assai prossimo a quello del motore ad accensione per scintilla; durante la fase di ammissione viene aspirata nel cilindro aria pura che viene quindi compressa con elevati rapporti di compressione.

Verso il termine della fase di compressione il combustibile viene iniettato, polverizzato, nella camera di scoppio, od in una sua appendice, dove trova l'atmosfera comburente riscaldata, dalla compressione dell'aria, ad una temperatura superiore a quella di accensione spontanea del combustibile.

Il combustibile, a mano a mano che entra nel cilindro, si accende e brucia aumentando la temperatura e quindi il volume e la pressione dell'aria contenuta nel cilindro a cui si aggiungono i prodotti della combustione.

Segue l'espansione e lo scarico dei prodotti della combustione.

Le differenze funzionali fra i due motori sono riepilogati nella seguente tabella 1.

Dall'esame dei dati riportati nella tabella e da alcune considerazioni pratiche accessorie risultano i vantaggi che tanta influenza hanno esercitato sulla diffusione che il motore Diesel veloce ha avuto ed ha tuttora nella motorizzazione italiana civile e militare.

VANTAGGI DEL MOTORE DIESEL VELOCE.

1° - Impiego di combustibile poco volatile con conseguente:

a) assenza di disturbi di alimentazione per produzione di bolle di vapore nelle tubazioni;

b) minori perdite per evaporazione, specie nei climi caldi, durante la conservazione e le manipolazioni (travasi);

c) minor pericolo d'incendio: durante i travasi; per l'assenza di ritorni di fiamma; nel caso in cui i serbatoi vengano colpiti, ecc.

Tabella I.

	Motore ad accensione per scintilla	Motore ad accensione spontanea
Aspira	Miscela	Aria
Comprime	Miscela	Aria
Tipo di combustibile.	Vaporizzabile a temperatura piuttosto basse <i>Benzina P.S. 730 g/l</i>	Vaporizzabile a temperature più elevate <i>Gasolio P.S. 830 g/l</i>
Modalità d'introduzione del combustibile . . .	Polverizzato, vaporizzato e miscelato con aria (carburatore)	Polverizzato nel cilindro (Pompa e iniettori)
Modalità d'accensione del combustibile . . .	Con sorgente termica estranea (scintilla elettrica)	Spontanea, per elevazione temperatura del carburante
Rapporto di compressione	Fino a 6 — 7	Fino a 18 — 20
Rendimento totale	0,26 ÷ 0,18	0,33 ÷ 0,26
Pressioni massime Kg/cm ²	35 ÷ 45	55 ÷ 70
Pressioni medie effettive	5,5 ÷ 7,5	5,2 — 6,5
Consumi specifici medi gr/CV/h	280 — 300 (Aumentano sensibilmente riducendo il carico)	180 — 200 (Aumentano poco colla riduzione del carico)
Potenza specifica CV/l	22 ÷ 35	11 ÷ 20
Potenza massima Kg/CV	2,2 ÷ 4	7 ÷ 10
Numero giri/min.	2000 ÷ 4000	1500 ÷ 2200
Velocità media stantuffo m/s	9 ÷ 13	7 ÷ 11
Pressione sullo stantuffo Kg/cm ²	3,5 ÷ 4,5	6,5 — 7,5
Temp. fine fase compressione °C	600 ÷ 650	850 ÷ 1000
Temp. fine fase combustione °C	650 ÷ 750	450 ÷ 600
Temp. testa stantuffo °C	280 ÷ 240	400 ÷ 280
Temp. valvola scarico °C	600 ÷ 800	500 ÷ 650
Calore asportato col raffreddamento Kcal/CV/q .	650 ÷ 750	600 ÷ 700

2° - Migliore utilizzazione del combustibile per i consumi specifici più bassi. (Miglior rendimento complessivo).

3° - Utilizzazione di un combustibile di minor costo. (Tale vantaggio è più apparente che reale, in quanto è noto che la maggior parte del costo dei combustibili per autotrazione è rappresentata da gravami che rimangono relativamente bassi finchè interessa favorire la diffusione di un determinato prodotto ma che possono raggiungere valori tali da far scomparire il vantaggio citato. I costi di produzione di una buona benzina auto e di un gasolio non differiscono in misura notevole).

4° - Maggiori autonomie consentite dai minori consumi specifici, specie ai carichi ridotti che sono poi quelli più comunemente utilizzati, e dal maggior peso specifico del gasolio in confronto della benzina.

Ugual volume di serbatoio consentirà ad un motore di ugual potenza una maggior autonomia che si aggiri intorno all'80%.

5° - Assenza di accensione elettrica ad alta tensione che consente di ridurre i complessi dispositivi di schermatura, destinati a sopprimere i disturbi alle radio-audizioni, od i guasti possibili nel circuito di accensione.

6° - Minor logorio del cilindro e dello stantuffo per la minore velocità media dello stantuffo.

7° - Miglior utilizzazione del calore svolto nella combustione e conseguente necessità di minor superficie radiante del sistema di raffreddamento a parità di potenza sviluppata.

SVANTAGGI DEL MOTORE DIESEL VELOCE.

1° - La bassa potenza specifica nei confronti col motore a scoppio porta, a parità di potenza sviluppata, alla costruzione di motori più ingombranti.

2° - Il maggior ingombro del motore porta ad una conseguente maggiorazione di peso che è anche aggravata dalla maggior resistenza che è necessario conferire agli organi di moto per sopportare elevate pressioni massime che si sviluppano nel motore.

3° - Necessità di un dispositivo per effettuare l'introduzione del combustibile polverizzato nei cilindri (pompe ed iniettori), dispositivo necessariamente delicato per la grande precisione di lavorazione richiesta dalla esatta dosatura delle piccolissime quantità di combustibile da fornire per ogni cilindrata.

4° - Necessità assoluta di impiegare un combustibile privo di impurezze per non danneggiare il dispositivo di iniezione e conseguente necessità di impiegare, per eliminare le eventuali impurezze, filtri a maglia molto serrata che si intasano facilmente per la presenza di prodotti peciosi o di paraffina.

5° - Maggiori difficoltà per ottenere l'avviamento a freddo; per le maggiori cilindrata impiegate nei motori Diesel, per il maggior peso delle

masse degli organi di moto, per i maggiori rapporti di compressione ed infine per la necessità di raggiungere, al termine della fase di compressione, una temperatura sufficiente a produrre l'accensione spontanea del combustibile.

6° - Minore possibilità di ottenere accelerazioni per la maggior inerzia degli organi di moto; il motore Diesel e, di conseguenza, l'autoveicolo che ne è dotato non è *brillante* come il motore a scoppio.

Il bilancio fra gli argomenti a vantaggio e quelli contrari al motore Diesel è evidentemente ad esso favorevole e questo spiega il deciso orientamento del periodo prebellico verso questo tipo di motore per equipaggiarne la maggior parte degli autoveicoli militari ed in particolare i carri da combattimento per i quali tanta importanza hanno l'autonomia ed il potere di disporre di un combustibile poco volatile e quindi relativamente poco infiammabile.

La passata guerra e le sue vicende hanno però messo in rilievo un grave inconveniente che compromette seriamente la stessa vitalità del motore Diesel nelle sue applicazioni alla trazione terrestre.

Si era determinata, cioè, una scarsità di gasolio tale da imporre addirittura la trasformazione dei motori Diesel in motori ad accensione per scintilla con la sostituzione della testa, l'eliminazione del dispositivo d'iniezione e la sua sostituzione con un carburatore ed un dispositivo di accensione.

Non è qui il caso di esaminare le cause di questa deficienza nè se queste cause derivassero da imprescindibili circostanze produttive o se pure fossero influenzate da fattori economici, industriali e commerciali più o meno discutibili; esaminiamo invece quali possono essere i provvedimenti per la migliore utilizzazione degli automezzi muniti di motore Diesel evitando o riducendo al minimo il consumo di gasolio, qualora se ne presentasse di nuovo la necessità.

Le soluzioni che si possono prevedere sono quelle che sostituiscono al combustibile normale del motore Diesel veloce, il gasolio, altri combustibili liquidi o gassosi.

L'impiego di tali combustibili potrà talora essere consentito senza che il motore debba essere trasformato nè debba esserne modificato il suo ciclo di funzionamento; per lo più, invece, il motore dovrà subire trasformazioni più o meno radicali ed il primitivo ciclo Diesel si avvicinerà in maggiore o minore misura al ciclo Otto del motore ad accensione per scintilla.

Evidentemente, dal punto di vista militare in particolare, presenteranno maggiore interesse quelle soluzioni che consentono l'impiego di combustibili diversi del gasolio senza alterare sensibilmente le prestazioni del motore e senza variare alcunchè delle parti costitutive e delle relative regolazioni.

Pertanto conviene cominciare l'esame che ci siamo prefissi con la ricerca di uno o più combustibili liquidi, o loro miscele, che si possono, senza

inconvenienti di qualche rilievo, sostituire direttamente al gasolio nell'alimentazione dei motori Diesel veloci.

Ci sembra ancora necessario premettere, a tale ricerca, i valori delle caratteristiche fisico-chimiche del gasolio che più direttamente incidono sul comportamento funzionale del motore onde poterle confrontare con quelle corrispondenti dei combustibili di sostituzione e poterne giudicare a priori le possibilità e convenienza d'impiego.

La caratteristica più appariscente di un combustibile è il suo *potere calorifico*; esso ci indica quante calorie sviluppa, nella combustione completa, l'unità di peso del combustibile e, attraverso all'equivalente meccanico del calore (427 Kgm/Cal), ci dice il lavoro e, quindi, la potenza che si può ottenere dal combustibile.

Un normale gasolio presenta un potere calorifero superiore che varia tra le 10.500 e le 11.000 Cal/Kg.

Altra caratteristica che ha influenza diretta e indiretta sulla potenza fornita da un combustibile è il suo *peso specifico*. Infatti, dato il sistema di dosatura e introduzione del combustibile attuato nel motore Diesel (volumetrico per mezzo di pompe), uguali volumi di combustibile di uguale potere calorifico ma di diverso peso specifico producono lavori differenti. Come vedremo, per ottenere lo stesso lavoro, sarà necessario variare il volume del combustibile per ogni cilindrata.

Il peso ha poi anche influenza sul comportamento del motore inquantochè può modificare, variando, la penetrazione del getto nella camera di scoppio e la polverizzazione.

Il peso specifico di un normale gasolio si aggira intorno agli 830 gr/l.

Sulla penetrazione e la polverizzazione influiscono anche la *tensione superficiale* e la *viscosità* (attrito intermolecolare del liquido); mentre, per la prima, i vigenti capitoli non prescrivono alcun valore numerico; una prescrizione è data invece per la viscosità: si prevede infatti che la viscosità E a 50° non debba essere superiore a 1,3 ed a 20° compresa fra 1,3 e 1,6.

La Ditta Bosch, costruttrice delle note pompe d'iniezione prescrive, come limite minimo della viscosità a 20°, 1,1 E.

La viscosità ha anche influenza sulle perdite per trafilamento che si verificano tra pistoncino e cilindro del corpo pompante e tra valvola a spillo e corpo dell'iniettore.

Insieme alla *untuosità*, non facilmente misurabile nè esprimibile con valore numerico, la viscosità influisce sulla più o meno buona lubrificazione dei predetti elementi.

Notevole importanza per l'esercizio in climi freddi, ha la *scorrevolezza a bassa temperatura* o, come si dovrebbe esprimere in modo più aderente a quanto avviene in pratica, la *filtrabilità* a b. t. Infatti, mentre è difficile che, anche con temperature basse, il gasolio si raddensi al punto da

non poter più circolare nelle tubazioni, che sono di diametro rilevante, succede assai facilmente che la paraffina contenuta nel gasolio cristallizzi e si depositi in uno strato ceroso sulla tela dei filtri, impedendo l'ulteriore passaggio del combustibile.

Caratteristica d'importanza preminente per i combustibili per motori Diesel veloci è il *numero di cetano*.

Per capirne il significato occorre ricordare che, nel motore Diesel, il combustibile viene introdotto nella camera di scoppio od in una sua appendice non tutto contemporaneamente ma durante un certo periodo di tempo più o meno lungo.

Per il buon funzionamento del motore sarebbe necessario che il combustibile si accendesse e bruciasse immediatamente a mano a mano che viene introdotto nel motore onde avvicinarsi il più possibile alla combustione a volume costante, caratteristica del motore Diesel lento.

In pratica ogni combustibile per Diesel presenta un certo *periodo di ritardo* rappresentato dal tempo che intercorre fra l'inizio dell'iniezione e l'inizio dell'incremento di pressione derivante dall'aumento di temperatura conseguente alla combustione.

Se il periodo di ritardo assume valori notevoli il combustibile iniettato brucia tutto insieme quando lo stantuffo si trova in vicinanza del punto morto superiore, producendo un eccessivo aumento della pressione massima che si manifesta con un urto, più o meno violento, sullo stantuffo e su tutti gli organi di movimento (battito Diesel).

Conseguenza di questo fenomeno è una diminuzione di rendimento del motore ed una anormale sollecitazione delle sue parti costitutive; per evitare questi inconvenienti si richiede che il combustibile per motori Diesel veloci possieda un numero di cetano relativamente elevato (superiore a 45) al quale corrisponde un limitato periodo di ritardo.

Il numero di cetano, che si determina in modo analogo al numero di ottano delle benzine, rappresenta la percentuale di cetano contenuta in una miscela con α -metilnaftalina che, per lo stesso rapporto di compressione, ha lo stesso periodo di ritardo del combustibile in esame.

Per il passato anzichè cetano ($C_{16}H_{34}$) veniva impiegato ceteno ($C_{16}H_{32}$) con maggior periodo di ritardo, per cui $100 \text{ N.Ce} = 85 \text{ N.Ca}$; qui ci riferiremo sempre al numero di cetano.

Strettamente connessi al numero di cetano sono la *temperatura di accensione spontanea* e, per i combustibili derivati dal petrolio, l'*indice Diesel*, coefficiente numerico empirico che, attraverso una proprietà fisica del combustibile (densità) e la sua costituzione chimica (paraffinicità, desunta dal numero di anilina), può servire a dare un'idea abbastanza approssimativa del numero di cetano quando non si disponga dell'apposito motore a compressione variabile necessario per la sua determinazione.

Le possibilità di impiegare altri combustibili per l'alimentazione del

motore Diesel veloce, in sostituzione del combustibile normale, il gasolio, possono così essere riepilogate:

- 1° - Senza notevoli trasformazioni del motore
- 2° - Con trasformazione del motore
- $\left\{ \begin{array}{l} a) \text{ combustibili liquidi,} \\ b) \text{ combustibili gassosi.} \end{array} \right.$

I combustibili liquidi di cui si può prevedere l'impiego senza modificare il motore e conservando quindi il caratteristico ciclo di funzionamento del motore Diesel sono:

- benzina,
- petrolio,
- benzolo,
- alcole,
- oli vegetali.

La possibilità d'impiego di tali combustibili devono essere esaminati alla luce delle caratteristiche dianzi citate per il gasolio.

POTERE CALORIFERO.

Per la benzina ed il petrolio è sensibilmente uguale a quello del gasolio.

Per il benzolo il potere calorifico scende a circa 9600 mentre arriva a 6400 per l'alcole etilico anidro e a 5760 per l'alcole a 90°.

Gli olii vegetali hanno poteri calorifici relativamente bassi che si aggirano, come per esempio per l'olio di arachide, intorno alle 8500 calorie.

PESO SPECIFICO.

La benzina ed il petrolio sono più leggeri del gasolio, mediamente 730 a 800 gr/l anzichè 830; anche l'alcole è più leggero pur essendo lo scarto meno sensibile (794 per l'alcole anidro e 823 per l'alcole a 90°); il benzolo ha peso specifico superiore a quello del gasolio: intorno a 880; gli olii vegetali hanno peso specifico più elevato del gasolio (905 per l'arachide).

E' noto che le pompe d'iniezione dei motori Diesel hanno una portata variabile volumetricamente e che sono tarate in modo che, impiegando gasolio la portata massima sia tale da consentire il massimo sviluppo di potenza compatibilmente coll'ottenimento di una buona combustione (regolazione al limite del fumo) e con la buona conservazione del motore.

E' evidente che, impiegando combustibili diversi dal gasolio, senza variare la portata massima della pompa, per effetto del diverso potere calorifico e del diverso peso specifico e facendo astrazione dall'influsso delle altre

caratteristiche dei combustibili, la potenza del motore ragguagliata a 100 per l'impiego del gasolio, subirà teoricamente le seguenti variazioni:

Benzina	88
Petrolio	96,5
Benzolo	97
Alcole etilico a 90"	54
Olio di arachide	88

E' da notare che queste variazioni di potenza possono ancora aumentare, in difetto, in conseguenza delle perdite per trafilamento che si verificano nella pompa e negli iniettori per effetto della minore viscosità di tutti i combustibili citati in confronto del gasolio; soltanto l'olio di arachide si presenta favorevolmente sotto questo aspetto avendo una viscosità abbastanza elevata.

Qualora non si vogliano accettare riduzioni di potenza, che hanno sovente valori piuttosto notevoli (22% nel caso della benzina pura), bisognerà ricorrere alla modifica della portata, modifica che è sempre piuttosto delicata da eseguire, specialmente quando il motore è applicato all'autoveicolo; in alcuni casi, per particolari costruzioni del regolatore, tale modifica diviene assai difficile e tale da non potere assolutamente essere compiuta presso i reparti.

TENSIONE SUPERFICIALE - VISCOSITÀ - UNTUOSITÀ.

La tensione superficiale rispetto all'aria, espressa in dine/cm a 20°, è la seguente per i diversi combustibili (Hoide e Kadmer):

Benzina	24,4
Petrolio	27
Gasolio	29
Benzolo	29,4
Alcole etilico	22
Olio di arachide	31,5

La viscosità Engler a 20° è mediamente la seguente:

Benzina	0,82
Petrolio	0,95
Gasolio	1,4
Benzolo	0,85
Alcole etilico	0,98
Olio di arachide	12

Queste due caratteristiche influiscono sulla penetrazione e polverizzazione del getto per cui se l'iniettore e la pressione di iniezione sono re-

golati in modo da realizzare, quando s'impieghi il gasolio, una corretta introduzione del combustibile, quando si impiegheranno combustibili a bassa viscosità e tensione superficiale come la benzina, il petrolio, il benzolo e l'alcole il getto di combustibile avrà scarsa penetrazione ed elevata polverizzazione mentre con l'impiego del combustibile più viscoso (olio di arachide) sarà elevata la penetrazione del getto ma scarsa la polverizzazione.

Tanto nell'uno come nell'altro caso la combustione non sarà perfetta, il combustibile non verrà completamente utilizzato, passando parzialmente incombusto allo scarico od a diluire il lubrificante nella coppa, formerà incrostazioni eccessive nella camera di scoppio e sull'iniettore, compromettendo l'ulteriore regolare funzionamento del motore.

Importanza ancora maggiore hanno la viscosità e la untuosità per quanto riguarda il regolare comportamento degli organi di alimentazione (pompa e iniettori).

E' noto che il movimento dei pistoncini nei corpi pompanti delle pompe e quello delle valvole a spillo degli iniettori deve essere lubrificato per evitare ingranamento delle parti.

Le possibilità d'ingranamento aumentano in misura proibitiva quando il combustibile impiegato ha, come la benzina, l'alcole ed in minore misura il benzolo ed il petrolio, azione degrassante.

Questi inconvenienti rendono pertanto impossibile l'impiego della benzina, dell'alcole etilico e del benzolo separatamente e puri nei comuni organi di alimentazione dei motori Diesel veloci.

Altro inconveniente presentato dai combustibili a bassa viscosità è costituito, come si è detto, dalle perdite per trafilamento nei corpi pompanti e negli iniettori per cui, inoltre, si realizza una diluizione del lubrificante della pompa che può comprometterne il regolare funzionamento o, quanto meno, la durata.

Tale ultimo inconveniente risulta massimo per la benzina ed il benzolo, minore per il petrolio, nullo per l'alcole che non è miscelabile con il lubrificante minerale e per l'olio di arachide che ha una viscosità elevata.

ACCENDIBILITÀ.

Come si è detto l'accendibilità dei combustibili per motori Diesel si manifesta attraverso il periodo di ritardo alla accensione e viene indicata dal numero di cetano del combustibile.

I numeri di cetano medi dei combustibili precedentemente esaminati come possibili succedanei del gasolio (N.C. $45 \div 60$) sono i seguenti:

Benzina	.	.	.	.	$25 \div 40$
Petrolio	.	.	.	.	$40 \div 50$
Benzolo	.	.	.	.	$2 \div 3$

Non conosciamo il numero di cetano dell'alcole etilico ma si può senza altro dire che è negativo dato che il suo numero di ottano, ricavato per extrapolazione perchè superiore a 100 e, quindi, certamente poco esatto, si ritiene si aggiri intorno a 200.

Non ci consta sia stato determinato il numero di cetano dall'olio di arachide ma riteniamo debba essere piuttosto basso in quanto la sua temperatura di accensione spontanea, determinata in aria alla pressione atmosferica, è notevolmente più elevata di quella del gasolio ed anche della stessa benzina.

E' da notare che l'aggiunta di alcole o di piombotetraetile alla benzina (benzina miscelata o piombata) ha naturalmente influenza negativa sulla accendibilità ma in misura minore di quanto si potrebbe pensare e di quanto viene invece aumentato, sempre per aggiunta di alcole o di piombo, il numero di ottano (per es. una benzina con numero di ottano = 65,5 e N.C. = 28,5 per aggiunta di 20% di alcole o 0,04% di Pb varia rispettivamente come segue le sue caratteristiche: N.O. = 75; N.C. = 24; N.O. = 74; N.C. = 25).

Alla deficienza del numero di cetano sembra si possa parzialmente porre riparo con l'aggiunta di acceleratori della combustione o *pro-detonanti*.

Tali acceleratori sono per lo più costituiti da perossidi di varia natura che sono stati catalogati da A. W. Schmidt in ordine di efficacia come segue: demetilperossido, dietilperossido, diacetondiperossido, monoperossido di dietile, acetilbenzoiilperossido, perossido di tetralina. L'ultimo della serie aggiunto in proporzioni dell'1 % produce su di un gasolio con N.C. = 47 l'aumento di 8 punti del N.C.

Per l'aumento del N.C. si può anche far ricorso a prodotti azotati del tipo dei nitriti e nitrati organici (amilnitrito, etilnitrito, ecc.); l'etilnitrito aggiunto ad un gasolio nella proporzione dell'1% in volume produce un aumento di 16 punti del N.C.

Molte altre sostanze servono come pro-detonanti ed i risultati della loro aggiunta sono riportati nella seguente tabella risultante dalle esperienze di Heinz, Marder e Veidt (Ol und Kohle 37,422, 1941). (Tabella II).

L'aumento del numero di cetano per l'aggiunta di uguali percentuali dello stesso pro-detonante varia con la suscettibilità del combustibile e col metodo di prova usato per determinare il numero di cetano. Poichè non vi è esatta corrispondenza fra numero di cetano e T.A.S. quest'ultima non può venire presa come indice assoluto della migliore accendibilità del combustibile inquantochè talora il pro-detonante abbassa la T.A.S. senza ridurre corrispondentemente il periodo di ritardo all'accensione.

Nell'aggiunta dei pro-detonanti bisogna badare che essi non reagiscano col combustibile nè che ne aumentino eccessivamente il residuo carbonioso ed infine che non diano luogo a corrosioni.

Malgrado le numerose prove compiute, l'impiego di pro-detonanti non è entrato nel pratico impiego nel campo dei motori Diesel veloci.

Tabella II.

Numeri di cetano (motore H.W.A.) di un gasolio da piroschisi (N.C. originale = 37) per aggiunta di pro-detonanti.

PRO - DETONANTI	Percentuali aggiunte			
	0,5	1	2	3
Nitrato di amile	41,5	45,0	52,0	59,0
« « « + 0,1% bromuro di butile	41,0	44,0	50,0	—
« « « — 1% « « «	—	—	52,5	—
« « « — 2% « « «	—	—	—	60,0
Nitrito di amile	38,0	38,5	41,0	57,0
« « « + 0,1% bromuro di butile	38,0	39,0	41,0	54,5
« « « + 0,1% bromuro di butile + stearato di rame	38,0	39,0	41,0	54,0
Nitrato di etile	40,0	43,0	49,0	—
« « « + 0,1% bromuro benzile	40,0	43,5	49,5	—
Perossido di tetralina	38,5	40,5	45,0	49,0
Nitrato di etilencloridrina	—	44,0	50,0	—
Nitrosometiluretano	—	44,0	48,0	—
Diethyltetrasolfuro	—	44,0	49,5	—
Clorodinitrobenzolo	—	37,0	38,5	—
Trinitrotoluolo	—	37,0	37,0	—
Benzilacetone	—	37,5	38,0	—
Cicloesanossima	—	38,5	38,5	—
Nitrosodimetilnilina	—	37,5	38,0	—
Dipentene (Limonene)	—	36,5	37,0	—
Terpene	—	37,0	38,0	—

SCORREVOLEZZA O FILTRABILITÀ A BASSA TEMPERATURA.

Nessuna preoccupazione destano a questo soggetto la benzina, il petrolio e l'alcole; il benzolo solidifica in cristalli a $+5^{\circ}$ circa, l'olio di arachide cessa pur esso di scorrere intorno ai $+5^{\circ}$, per cui, in caso d'impiego di tale combustibile, è indispensabile prevederne il riscaldamento nel circuito di alimentazione.

ALTRE OSSERVAZIONI SULL'IMPIEGO DI COMBUSTIBILI SUCCEDANEI PURI.

Quando si vogliono impiegare combustibili con percentuali rilevanti di frazioni volatili si potrà verificare facilmente la formazione di emboli di vapore nel circuito di alimentazione e, in particolare, nella pompa d'iniezione per cui bisognerà più frequentemente ricorrere allo spurgo dell'aria dalle apposite viti della pompa e, eventualmente, ad una taratura della pompa di alimentazione che assicuri una maggiore pressione di esercizio.

L'impiego di olii vegetali, come l'arachide, dà luogo alla formazione di più abbondanti incrostazioni carboniose nelle camere di scoppio, tali incrostazioni possono essere particolarmente nocive al regolare andamento della combustione quando si formino sulla estremità dell'iniettore che si affaccia nell'interno della camera di scoppio e della precamera. I forellini dell'iniettore possono venire ostruiti in tutto od in parte talchè la polverizzazione del combustibile e la sua distribuzione nell'interno del motore possono venire gravemente compromesse.

Nell'esame dei combustibili da sostituire al gasolio nell'impiego per la alimentazione dei motori Diesel veloci abbiamo di proposito esclusi i seguenti combustibili:

a) *gli olii provenienti da idrogenazione* i quali possono, in tutto e per tutto, ritenersi uguali ai normali gasoli;

b) *l'olio proveniente da sintesi*, la cosiddetta Kogasin II, risultante dal procedimento Fischer-Tropsch; costituisce un ottimo combustibile per Diesel ad elevato numero di cetano per la sua costituzione paraffinica, il suo elevato contenuto in paraffina ne innalza considerevolmente la temperatura limite di scorrevolezza (filtrabilità);

c) *gli olii provenienti dai catrami della distillazione a bassa temperatura*, hanno generalmente numeri di cetano assai bassi ed elevate temperature di scorrimento;

d) *gli olii provenienti dai catrami della distillazione secca dei carboni fossili*, come i precedenti hanno basso numero di cetano per l'elevato contenuto in idrocarburi aromatici ed hanno elevato contenuto in sostanze asfaltose, catramose e peciose.

A parte le difficoltà d'impiego di questi combustibili, difficoltà che potrebbero essere superate o moderate con opportuni provvedimenti, essi

non presentano per noi interesse preminente essendo, tranne i primi, unicamente provenienti dai carboni, che non possono essere da noi presi in seria considerazione come materie prime per la produzione su larga scala di combustibili liquidi per motori.

In complesso per una o per un'altra ragione, si può concludere che nessuno dei combustibili liquidi esaminati può *da solo* sostituire il gasolio nell'alimentazione del motore Diesel veloce per cui si è tentato di ottenere delle miscele che consentissero di ridurre, per lo meno, il consumo di gasolio impiegando, per integrarlo, qualcuno dei combustibili dianzi esaminati.

Sono perciò state sperimentate, in passato, miscele di gasolio con benzina e di gasolio con petrolio da impiegarsi a seconda delle diverse disponibilità dei singoli prodotti.

Nel primo tipo di miscela il gasolio ha il compito di migliorare il basso numero di cetano della benzina, di aumentarne il peso specifico ed il potere lubrificante rendendone tollerabile l'impiego in un motore originariamente costruito per l'impiego di gasolino puro e di buona qualità.

Avendo il numero di cetano proprietà additiva, quello della miscela è in relazione coi numeri di cetano e con le percentuali dei componenti; se si dispone perciò di un gasolio con N.C. = 45 e di una benzina con N.C. = 35 i numeri di cetano delle miscele col 25%, 50%, 75% di benzina saranno rispettivamente: 42,55, 40,0, 37,7.

Come era prevedibile tutte le miscele hanno un numero di cetano inferiore al minimo ammesso per un regolare funzionamento del motore; se poi il gasolio impiegato ha N.C. = 50, i numeri di cetano delle miscele divengono rispettivamente 46,25, 42,5, 38,7, cosicchè soltanto la miscela al 25 % ha un numero di cetano appena sufficiente al corretto funzionamento del motore.

Con le medesime miscele le perdite di potenza per effetto del diminuito peso specifico del combustibile dovrebbero, teoricamente, aggirarsi rispettivamente sui seguenti valori: 3%, 6%, 9%; in pratica tali perdite, se non si varia la regolazione della pompa, sono molto più considerevoli per gli aumentati trafileamenti e per il basso numero di cetano che consente una meno completa utilizzazione del combustibile.

A titolo d'esempio diremo che, da prove eseguite su un motore I.F. D. 80 con pompa Bosch ed impiegando miscela al 75% di benzina, si sono rilevate perdite medie di portata in gr./min., rispetto al funzionamento a gasolio, del 20 %, uguale risultato si è avuto con un motore Bianchi Mediolanum.

Le numerose prove compiute presso il Centro Studi ed Esperienze della Motorizzazione e presso le fabbriche costruttrici di motori Diesel veloci hanno messo in rilievo e confermato:

1° - il funzionamento del motore con miscela di benzina e gasolio risulta sensibilmente più ruvido di quando si impiega gasolio puro ed è tanto

più ruvido quanto maggiore è la percentuale di benzina contenuta nella miscela;

2° - l'avviamento a freddo è notevolmente peggiorato dalla presenza di benzina nel combustibile tanto da far pensare, nel caso si dovessero adottare miscele a forte tenore di benzina, all'impiego di gasolio puro per l'avviamento e la messa a regime termico del motore;

3° - se non si modifica la portata massima della pompa, già regolata per il funzionamento a gasolio, con l'impiego di miscela al 75% di benzina pura si rilevano delle perdite di potenza, diverse per i diversi tipi di motore, ma che si può ritenere si aggirino tra il 10%, ed il 30%.

La potenza perduta può essere recuperata modificando opportunamente la regolazione della portata massima della pompa;

4° - il consumo specifico con l'impiego di miscele ad elevato tenore di benzina, ed a parità della potenza ottenuta con gasolio, non varia sensibilmente, il che costituisce un indubbio vantaggio in confronto dell'impiego della benzina nei motori a scoppio (ciclo Otto) nei quali il consumo specifico medio si aggira sui 280-300 gr/CV/h mentre nei motori Diesel si può mantenere sui 180-200;

5° - con l'impiego di elevate percentuali di benzina in miscela con gasolio la temperatura dei gas combusti si abbassa sensibilmente eliminando qualunque preoccupazione su possibili alterazioni delle valvole;

6° - con l'impiego di elevate percentuali di benzina in miscela con gasolio non è da escludere che il potere lubrificante della miscela sia ridotto al punto da abbreviare sensibilmente la vita degli elementi pompanti e degli iniettori;

7° - l'impiego di benzine preventivamente miscelate con alcool peggiora sensibilmente le caratteristiche delle miscele combustibili benzina-gasolio. Può al massimo essere tollerata una benzina miscelata al 20% - 25% con alcole anidro; percentuali maggiori, oltre che incidere sfavorevolmente sul numero di cetano della miscela, possono dar luogo ad instabilità fisica della miscela stessa alle basse temperature, particolarmente quando il gasolio è in percentuale preponderante;

8° - la miscela 95% benzina e 5% olio lubrificante ha dato risultati decisamente sfavorevoli; vengono aggravati gli inconvenienti già posti in rilievo con l'impiego di miscele a forte tenore di benzina e ne soffrono in modo particolare gli elementi meccanici relativi all'iniezione per l'insufficienza del potere lubrificante che la piccola quantità di olio aggiunto è suscettibile di conferire alla benzina.

Nel complesso, malgrado che l'uso di tale tipo di miscela fosse considerato come possibile da qualche fabbrica estera di motori Diesel e persino prevista, in passato, in Germania per l'alimentazione dei motori Diesel della motorizzazione civile, in Italia non si è ritenuto conveniente permetterne o consigliarne l'impiego neppure durante la guerra passata.

Migliori risultati si sono ottenuti con l'impiego di miscele di gasolio con elevate percentuali di petrolio lampante. Il più elevato numero di cetano di quest'ultimo nei confronti della benzina ed il maggior peso specifico ne consentono l'uso senza variare alcunchè nella registrazione della pompa e senza che perciò vengano alterate in misura apprezzabile le prestazioni del motore.

A confermare quanto sopra valgono le numerose prove compiute presso il Centro Studi ed Esperienze della Motorizzazione ed il valido contributo che il petrolio lampante ha fornito alle truppe germaniche nella campagna in Polonia dove, per la deficienza di elettricità, abbondava il petrolio lampante e dove, invece, faceva difetto il gasolio.

COMBUSTIBILI GASSOSI.

I combustibili gassosi di cui si può prevedere la utilizzazione nei motori Diesel, trascurando la suddivisione in naturali ed artificiali, sono i seguenti:

- a) gas idrocarburiati compresi o liquefatti;
- b) gas di generatore;
- c) gas illuminante.

I combustibili gassosi in genere hanno numeri di cetano assai bassi, per questa ragione e per il loro stato fisico che impedisce di introdurli nel motore per mezzo del consueto sistema d'iniezione del motore Diesel, non si può prevederne l'impiego senza trasformare più o meno profondamente il motore e gli organi ausiliari.

A titolo informativo accenniamo ad alcuni valori del numero di cetano dei combustibili gassosi avvertendo che essi sono stati calcolati colla formula: $N.O. = 60 - 0,5 N.O.$ e che a loro volta alcuni numeri di ottano sono stati calcolati perchè superiori a 100 e quindi non determinabili col metodo C.F.R.

Gas idrocarburiati:

Metano commerciale	=	— 1
Propano	=	— 2
i - Butano	=	10,5
n - Butano	=	14,5
Liquigas	=	$0 \div 8$
Gas illuminante	=	$10 \div 15$
Gas di generatore	=	8

Volendo impiegare tali gas nel motore Diesel, senza notevoli trasformazioni, all'infuori di quella strettamente connessa al nuovo sistema di alimentazione, si è dovuto provvedere ad attuare l'accensione della miscela combustibile, senza far ricorso all'autoaccensione conseguente alla sopraelevazione di temperatura per compressione, caratteristica del motore Diesel.

E' nato così il Diesel-gas che conserva tutte le caratteristiche funzionali del motore Diesel coll'aggiunta del dispositivo generatore del gas (gassogeno) o delle bombole e relativi riduttori.

Nel motore Diesel-gas possono venire impiegati tutti i combustibili gassosi sopraelencati comprimendoli, in conveniente proporzione con aria, nel cilindro nella fase di compressione; l'accensione della miscela gassosa è provocata dall'accensione e conseguente combustione di una piccola quantità di gasolio iniettata nel cilindro, col solito dispositivo, poco prima del termine della fase di compressione. La disposizione impiegata per realizzare questo sistema di alimentazione è rappresentata dalla fig. 1 nella quale è prevista la utilizzazione di liquigas in un motore Diesel veloce.

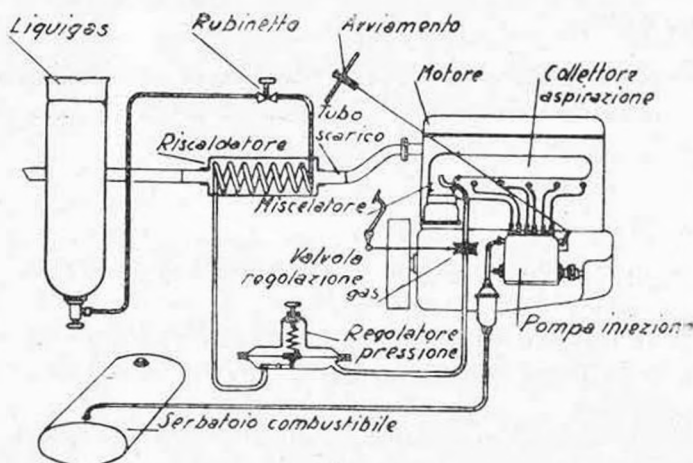


Fig. 1.

Qualora si voglia impiegare metano dovranno essere sostituite le bombole con altre di maggior resistenza e dovrà essere introdotto un altro stadio nella riduzione della pressione del gas.

Per l'impiego di gas di generatore dovrà essere invece applicato tutto il complesso di attrezzature necessarie per la produzione, raffreddamento, depurazione e miscelazione del gas.

Dalle numerose prove compiute in Italia ed all'estero su questo sistema di alimentazione si sono potute trarre le seguenti conclusioni:

1° - il sistema consente di utilizzare un combustibile succedaneo con l'ausilio di piccole quantità di gasolio (10 % ÷ 30 % del consumo di gasolio del funzionamento a puro ciclo Diesel);

2° - come liquido per l'innesto dell'accensione, in luogo di gasolio puro, possono essere impiegate miscele di gasolio con benzina in percentuali diverse come abbiamo già accennato per il funzionamento con miscela;

3° - possono essere impiegati gas di generatore o gas idrocarburi; per i primi l'utilizzazione è più consigliabile che per i secondi per i quali,

con elevati rapporti di compressione, più facilmente insorgono fenomeni di detonazione; nei motori alimentati a gas di generatore occorre, per contro, eliminare i punti caldi che possono dar luogo ad autoaccensioni;

4° - i motori ad iniezione diretta son più idonei dei motori a precamera e di quelli a riserva d'aria per l'alimentazione con combustibili gassosi; in questi ultimi il rapporto di compressione, generalmente elevato, deve essere ridotto mentre può rimanere invariato nel caso dei motori ad iniezione diretta.

Il fenomeno della detonazione, che può verificarsi negli altri rapporti di compressione, può però essere alleviato iniziando l'iniezione dopo che lo stantuffo ha raggiunto il punto morto superiore;

5° - il sistema consente, senza modifiche e con modifiche di piccola entità, di ottenere dai motori, con alimentazione modificata, prestazioni sensibilmente uguali a quelle ottenute col ciclo Diesel a gasolio (perdite di potenza intorno al 4 % ÷ 5 %, leggero abbassamento della pressione media effettiva);

6° - si evitano le difficoltà di avviamento proprie dei motori Otto alimentati a gas di gassogeno. Il motore viene avviato soltanto con gasolio e quando il motore è caldo si può iniziare l'alimentazione mista;

7° - è possibile in qualsiasi momento ritornare alla sola alimentazione a gasolio;

8° - contro i vantaggi rilevati stanno gli svantaggi comuni ai sistemi di alimentazione a gassogeno ed a gas compressi (peso, ingombro e costo apparecchiature, necessità di acciai speciali per le bombole, ecc.).

Nel complesso malgrado la soluzione del problema si presenti abbastanza attraente con questo sistema, esso non si è esteso in maniera notevole nella pratica, probabilmente per la sensibile quantità di gasolio che è necessaria specie per la marcia a carichi ridotti.

Vi è stato pure chi ha preconizzato il funzionamento del motore Diesel secondo un processo che si potrebbe chiamare Diesel-benzina nel quale l'aria aspirata dal motore verrebbe carburata come nel motore a scoppio, compressa ed accesa quindi dalla combustione di una piccola quantità di gasolio iniettata al momento opportuno.

Il sistema eviterebbe parecchi degli inconvenienti relativi all'alimentazione diretta del Diesel con benzina o con miscela ma obbligherebbe a ridurre considerevolmente il rapporto di compressione per evitare i fenomeni di detonazione conseguenti all'alta compressione della miscela destinata ad accendersi contemporaneamente.

Poichè, come si è visto, l'impiego di combustibili succedanei del gasolio, senza attuare trasformazioni sul motore, dà luogo ad inconvenienti di vario genere si è anche prospettata la possibilità di modificare più o meno profon-

damente i motori Diesel in modo da adattarli pienamente al nuovo combustibile previsto.

La prima trasformazione prevedibile è quella del motore Diesel in motore a scoppio secondo il ciclo Otto.

Per far questo occorre:

1° - sostituire le teste dei motori in modo da diminuire il rapporto di compressione fino al limite imposto dal nuovo combustibile e da consentire l'applicazione della candela d'accensione in posizione opportuna rispetto alle valvole. Siccome tale sostituzione riesce piuttosto onerosa si è sovente preferito ricorrere, per diminuire il rapporto di compressione, alla sostituzione degli stantuffi con altri più bassi: ciò naturalmente se la posizione della candela d'accensione, collegata al posto dell'iniettore è compatibile col corretto funzionamento del motore;

2° - sostituire gl'iniettori con le candele d'accensione;

3° - sostituire la pompa d'iniezione con un magnete o con uno spinterogeno;

4° - applicare un carburatore al collettore di ammissione;

5° - modificare, se necessario, il diagramma della distribuzione variando il collettore ed eventualmente, la foggia dell'albero degli eccentrici.

Indichiamo nella figura 2, a titolo d'esempio, la testa di un motore Diesel prima della trasformazione in motore a scoppio e dopo la trasformazione.

E' evidente che il motore trasformato per l'impiego di benzina o dei suoi succedanei liquidi o gassosi, secondo il ciclo Otto, non potrà più essere alimentato con gasolio a meno di non riportarlo nelle primitive condizioni.

Per di più la potenza massima del motore trasformato sarà più simile a quella dei motori Diesel e, pertanto, eccessivamente bassa.

Per contro, per effetto delle maggiori pressioni medie effettive realizzate col ciclo Otto e per la possibilità di realizzare regimi più elevati, si può ricavare, dal motore trasformato e alimentato con combustibili ad elevato potenziale termico, una potenza che supera del 20% ÷ 30% quella dell'originario motore Diesel.

Naturalmente i consumi specifici, contrariamente a quanto abbiamo visto accadere per i motori Diesel alimentati, senza trasformazione, con benzina o miscele, saranno quelli dei motori a scoppio e le autonomie saranno diminuite in proporzione inversa ed anche maggiore.

Gli inconvenienti presentati dalla trasformazione dei motori Diesel in motori a scoppio hanno fatto pensare all'utilizzazione di sistemi su cui da tempo si sono aguzzati gl'ingegni degli inventori, i motori *poli-carburanti*.

Ideati, come lo dice la parola, per impiegare più combustibili, logicamente, sono stati considerati come il più valido contributo alla soluzione del problema dell'impiego dei succedanei liquidi del gasolio che di questo

non hanno tutte le caratteristiche necessarie per il corretto ed economico impiego nel motore Diesel.

I rappresentanti più significativi di questo motore sono l'Hesselman e, in Italia, il Boghetto.

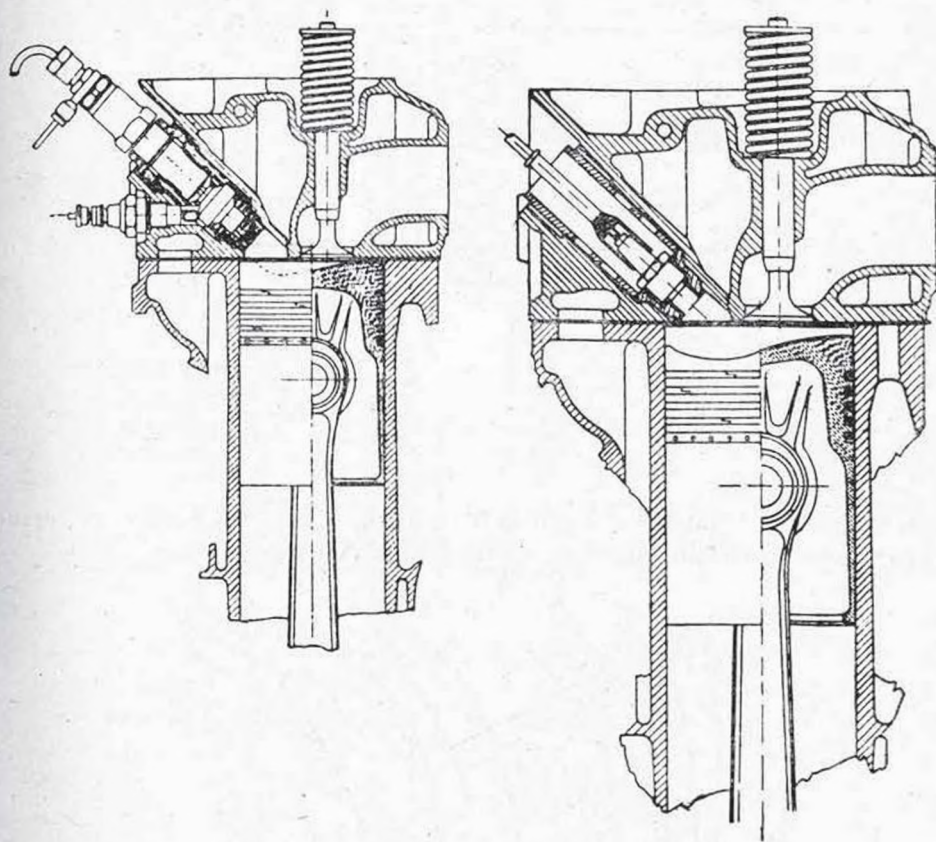


Fig. 2.

Nati entrambi come trasformazione del motore a scoppio per utilizzare il campo dei rapporti di compressione non utilizzati nè da questo motore nè dal Diesel permettono di impiegare, con soddisfacente rendimento, combustibili che sarebbero adatti solo per uno dei due tipi di motore o per nessuno dei due.

In origine il motore Hesselman è stato studiato per impiegare razionalmente in un motore, originariamente a scoppio, combustibili pesanti senza fare ricorso ai ben noti vaporizzatori o gassificatori tecnicamente inadatti (fig. 3).

Si è poi visto che, oltre a questi combustibili potevano essere impiegati anche quelli a basso numero di ottano non adatti ai motori a scoppio, anche

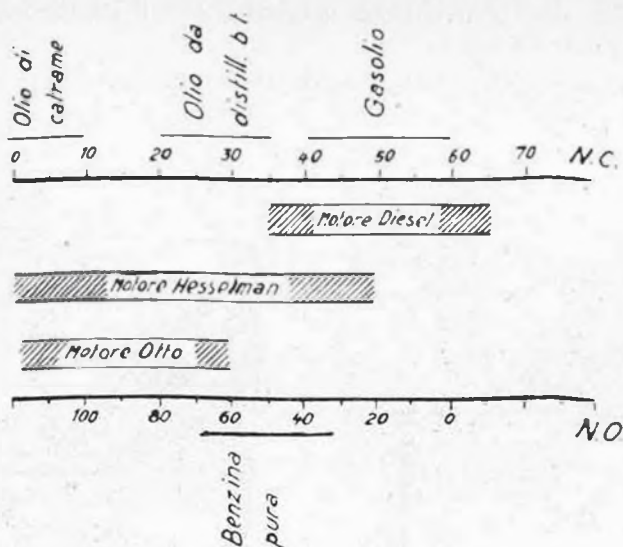


Fig. 3.

con rapporti di compressione più bassi, e quelli con basso numero di cetano poco idonei per l'alimentazione dei motori Diesel (fig. 4).

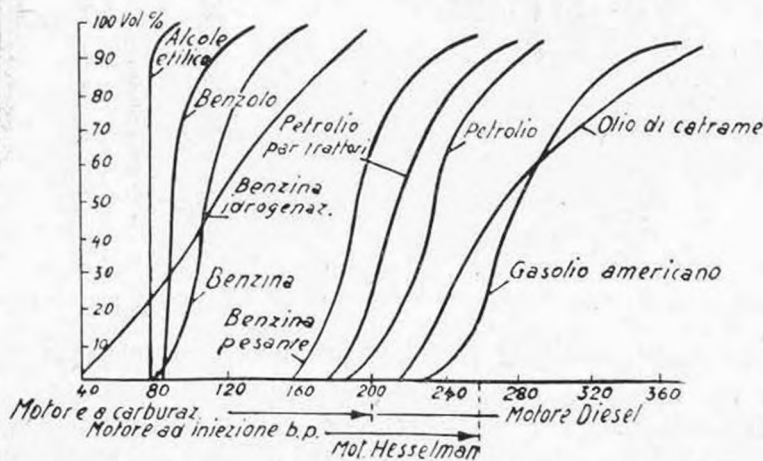


Fig. 4.

Di qui l'attributo di policarburante dato al motore Hesselman che, inizialmente, non aveva forse questa pretesa.

E' evidentemente possibile, come per il motore Otto, trasformare secondo il sistema Hesselman un motore Diesel.

La trasformazione è abbastanza complessa e consiste:

1° - nella sostituzione della testa con altra portante l'iniettore e la candela d'accensione; il rapporto di compressione verrà diminuito fino a $1:8 \div 1:6,5$;

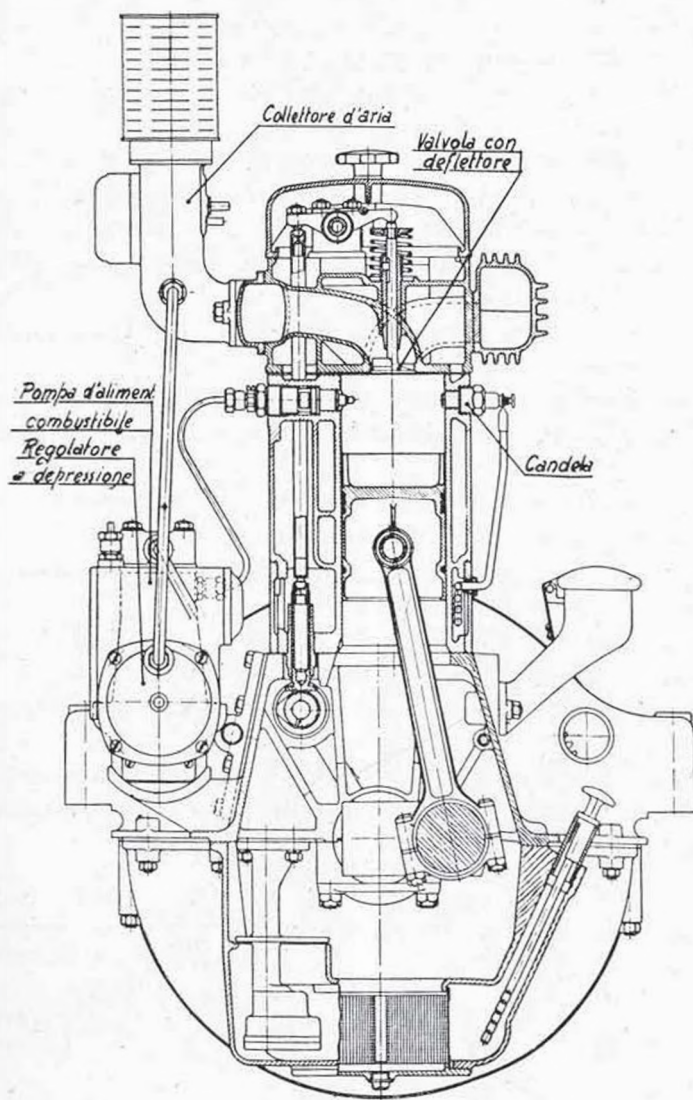


Fig. 5.

2° - sostituzione delle valvole con altre per sede a minore inclinazione e valvola di ammissione schermata (deflettore) per attuare una elevata turbolenza necessaria per ottenere una rapida combustione ed evitare la condensazione del combustibile sulle pareti del cilindro;

3° - sostituzione degli stantuffi con altri la cui testa è foggata a tazza con orlo rilevato per evitare che il combustibile iniettato batta contro la parete del cilindro ed intagliato per dar passaggio all'iniettore ed alla candela d'accensione;

4° - applicazione di un dispositivo generatore di corrente elettrica ad alta tensione (magnete o spinterogeno) per l'accensione;

5° - modifica della pompa d'iniezione con l'applicazione del regolatore a depressione tipo Hesselman.

Essendo la regolazione del motore ottenuta per quantità è necessario disporre dello speciale regolatore che commisura la quantità di combustibile iniettato in funzione della depressione che si forma a valle della farfalla disposta nel collettore di ammissione e che viene manovrata dal guidatore con leva a mano od a pedale.

Il regolatore è applicato alla pompa d'iniezione ed agisce direttamente sull'asta di regolazione;

6° - talora è necessario disporre di una piccola pompetta, inserita sulla tubazione di ammissione, che, iniettando un poco di benzina, faciliti l'avviamento.

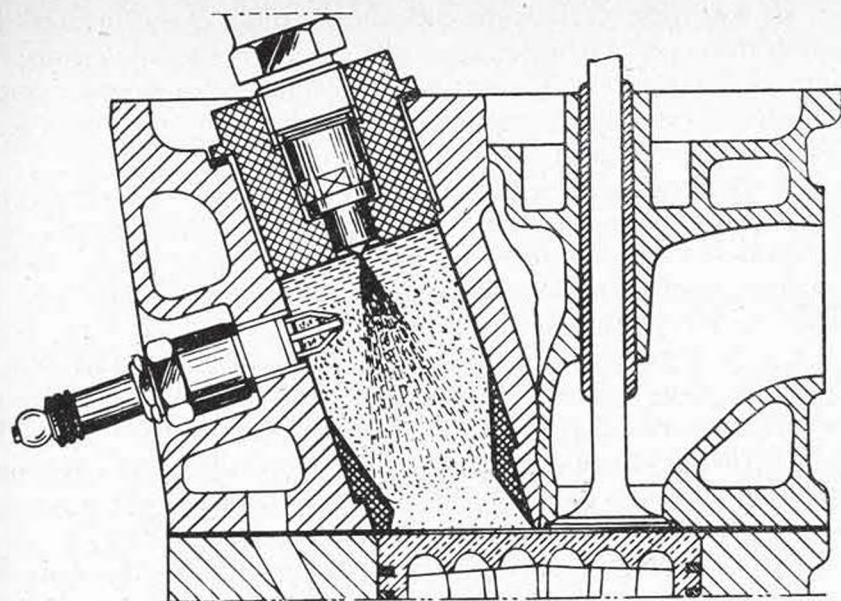
Il motore, così trasformato, consente l'impiego di parecchi carburanti liquidi, idrocarburati o no, con semplici variazioni di portata della pompa, che deve essere convenientemente organizzata per tali variazioni e con eventuale variazione di anticipo dell'accensione.

Con tali accorgimenti venne in passato compiuta, presso il Centro Studi ed Esperienze della Motorizzazione, una serie di prove con un motore Pavesi P 4/100 trasformato secondo il sistema Hesselman con diversi combustibili.

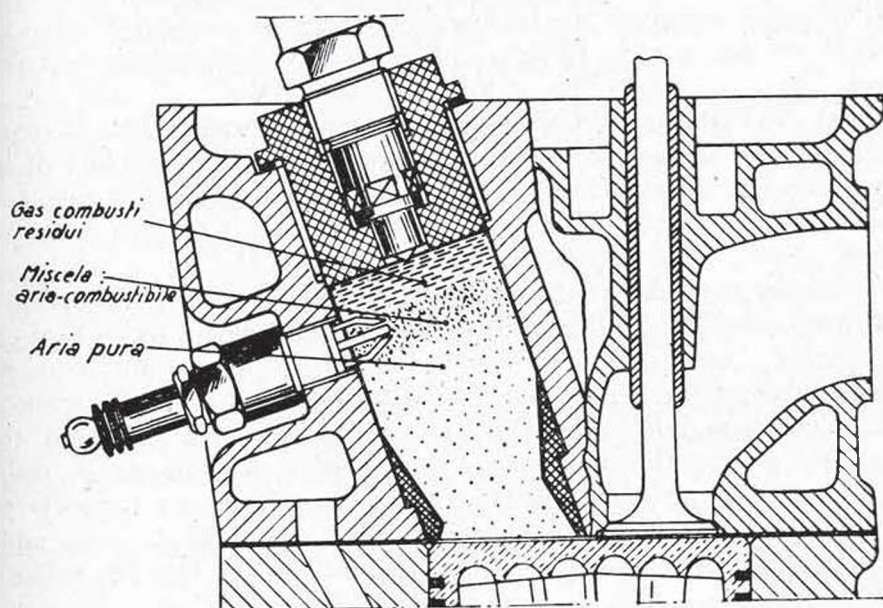
Su tali prove abbiamo riferito nel III Congresso Internazionale del Carbonio carburante e riepiloghiamo qui i risultati medi ottenuti considerando il gasolio come combustibile di riferimento (Tabella III).

Tabella III.

COMBUSTIBILI	SCARTI PERCENTUALI MEDI		
	Potenza	Consumi	Rendimento complessivo
70% benzina + 30% olio lubrificante minimo	- 0,54	+ 8,70	- 2,92
Olio combustibile per caldaie	- 2,14	+ 20,20	- 4,02
Gasolio da rocce asfaltiche	+ 0,65	+ 3,95	+ 1,10
Alcole etilico a 90°	- 0,74	+ 57,70	+ 2,92
Alcole etilico anidro	- 0,10	+ 41,20	+ 2,22
Alcole metilico anidro	- 9,28	+ 94,00	+ 0,17
50% olio arachide + 50% benzina	- 2,40	+ 28,50	- 5,48



Formazione miscela a pieno carico



Formazione miscela a carico ridotto

Fig. 6.

E' da notare che all'alcole, sia etilico che metilico, è stato aggiunto un 5% di olio di ricino per la lubrificazione della pompa, per uguale ragione è stato aggiunto l'olio minerale alla benzina; l'aggiunta si è dimostrata poi eccessiva e potrebbe essere, per pompe non lubrificate, ridotta ad un semplice 3%.

In conclusione si può osservare che:

1° - l'olio combustibile per caldaie ha fornito risultati scadenti per l'eccessiva viscosità che ne altera le caratteristiche di polverizzazione e, quindi, di combustione; uguali risultati ha dato, in altre prove, l'olio Diesel-extra; per ottenere migliori risultati occorrerebbe probabilmente impiegare polverizzatori con fori di maggior diametro;

2° - che il gasolio da rocce asfaltiche, presumibilmente a basso numero di cetano, ha fornito risultati soddisfacenti il che conferma la previsione del buon comportamento di combustibili con cattive caratteristiche di accendibilità;

3° - che gli elevati consumi posti in rilievo dalle prove con combustibili alcoolici non sono da attribuirsi a scarso rendimento complessivo bensì al basso potere calorifico dei combustibili medesimi;

4° - che i consumi specifici aumentano sensibilmente con il diminuire del carico;

5° - che gli olii vegetali non sono molto idonei al buon funzionamento del motore Hesselman anche se miscelati a quantità rilevanti di combustibili più rapidamente ossidabili;

6° - che il rendimento termico teorico e, quindi, quello complessivo sono intermedi fra quelli che si possono ottenere da un motore veloce che funzioni secondo il ciclo Diesel e quello di un corrispondente motore a scoppio;

7° - che l'onere di dover disporre contemporaneamente degli organi di accensione e di quelli di iniezione è compensato dalla possibilità di impiegare con buona soddisfazione combustibili liquidi di diversa natura e caratteristiche.

Il motore Boghetto, realizzato già da parecchi anni in Italia dall'omonimo studioso di problemi motoristici, ha qualche analogia col motore precedentemente esaminato e precisamente per il sistema di alimentazione, con pompa ad iniettori, e per il sistema di accensione, elettrico ad alta tensione.

La differenza fondamentale fra i due sistemi consiste nel fatto che, mentre nel motore Hesselman si cerca con diversi accorgimenti di realizzare una elevata turbolenza della miscela combustibile che si forma nel cilindro, nel motore Boghetto si tende invece a stratificare la carica esplosiva facendo avvenire l'iniezione del combustibile in un ambiente privo di turbolenza.

Questo risultato si ottiene disponendo l'iniettore, come è indicato in fig. 6 alla sommità e sull'asse di una specie di precamera ricavata nella testa del cilindro.

La trasformazione del motore Diesel in un motore Boghetto comporta:

- 1° - la sostituzione della testa con altra organizzata come nella fig. 6;
- 2° - la sostituzione degli stantuffi che insieme alla sostituzione della testa abbassino il rapporto di compressione a valori compresi fra 1:6 e 1:8;
- 3° - applicazione di un dispositivo di accensione elettrica ad a. t. con candele ed elettrodi sporgenti nella precamera di combustione;
- 4° - la sostituzione del limitatore centrifugo con altro che regoli l'iniezione del combustibile in funzione del regime e del carico;
- 5° - applicazione di un piccolo carburatore sul collettore di ammissione per l'avviamento con benzina.

Particolare interesse hanno le modalità di formazione della miscela alla precamera di combustione.

A pieno carico. — La precamera, alla fine della fase di aspirazione, è occupata dai prodotti della combustione ad una pressione sensibilmente uguale a quella atmosferica.

Durante la corsa di compressione il volume di questi gas va continuamente riducendosi nella zona superiore della precamera, essendo premuti dalla sottostante colonna d'aria che sale, fino ad occupare un volume pari a circa 1/7 del volume totale della precamera.

Prima che lo stantuffo arrivi al punto morto superiore il combustibile viene iniettato assialmente nella precamera urtando contro la colonna d'aria entrante e formando uno strato di aria carburata di un certo spessore, separato dallo stantuffo da un altro strato di aria carburata.

A carico ridotto. — Le cose si svolgeranno in modo analogo, soltanto lo strato d'aria carburata avrà spessore minore, proporzionalmente al carico; lo strato sarà sempre ugualmente omogeneo e di titolo conveniente per una combustione perfetta e sufficientemente rapida, sarà sempre in corrispondenza della candela e, quindi, nelle migliori condizioni per una buona accensione.

Il cuscino d'aria interposto fra lo stantuffo e l'aria carburata evita l'urto derivante dalla combustione detonante prodotta da combustibili a basso numero d'ottano e di cetano.

Siccome il combustibile non deve essere precedentemente vaporizzato per formare la miscela possono, come nel motore Hesselman, essere impiegati combustibili a cura di distillazione elevata.

I consumi specifici sono bassi anche ai carichi ridotti ciò che costituisce un titolo preferenziale del motore Boghetto nei confronti del motore Hesselman.

Presso il Centro Studi ed Esperienze della Motorizzazione sono state eseguite diverse prove con motori trasformati secondo il sistema Boghetto.

I risultati medi ottenuti a pieno carico con un motore per trattore P 4/100 sono rappresentati nella seguente tabella IV:

Tabella IV.

COMBUSTIBILI	Potenza CV	Consumo specifico gr/CV.h	Variazioni percentuali potenza %	Variazioni percentuali consumo %
Benzina (nel motore originale) .	42,1	290	—	—
Gasolio	41,7	270	— 0,95	— 6,9
Benzina + 5% olio lubr. . .	42,2	280	— 0,24	— 3,45
Alcole + 3% olio di ricino .	42,4	425	— 0,71	— 46,6

I risultati ottenuti su strada e riepilogati nella tabella V concordano approssimativamente con quelli ottenuti col motore al banco.

Tabella V.

	Velocità media Km/h	Consumo medio gr/C	Variazioni percentuali velocità %	Variazioni percentuali consumo %
Benzina (nel motore originale) .	21,3	385	—	—
Gasolio	21,5	285	÷ 0,94	— 26
Benzina + 3% olio lubr. . .	22,9	287	÷ 7,5	— 25,4
Alcole + 3% olio di ricino .	21,2	586	— 0,47	÷ 42,6

Analoghi risultati sono stati ottenuti con un motore Lancia 98 B di un autocarro RO/B rimasto molto tempo in esercizio presso il Centro Studi ed Esperienze della Motorizzazione.

Nel complesso anche il motore Boghetto più che un vero e proprio policarburante può essere considerato come un motore che, con qualche opportuna regolazione, può impiegare, oltre che un combustibile base a comportamento *optimum*, anche altri combustibili liquidi con un comportamento soddisfacente.

Altri tentativi di policarburazione sono stati fatti in passato secondo principi differenti.

Citiamo, a titolo d'esempio, il brevetto Catalex, francese, secondo il quale il combustibile viene trasformato in altro di facile combustione per via termica e catalitica.

In tal modo è possibile un certo qual livellamento delle caratteristiche di carburanti differenti in modo che il motore non risenta funzionalmente di tali differenze.

Altro tentativo di motore policarburante è stato compiuto in passato dall'ing. Bagnulo.

Il motore trasformato conserva le caratteristiche del ciclo Otto e la trasformazione consiste nella sostituzione della testa originale con altra comprendente una precamera di forma sferica (fig. 7) comunicante col cilindro per mezzo di un tubo di Venturi.

Il combustibile viene polverizzato in un carburatore, vaporizzato nel passaggio di una tubazione, ricavata nello spessore della testa e, quindi, ad elevata temperatura; i vapori mescolati con poca aria vengono introdotti nella precamera attraverso una valvola la cui durata di apertura regola la quantità di miscela immessa.

Al momento opportuno la candela d'accensione che si affaccia nell'interno della precamera sferica accende la miscela formata dalla miscela ricca entrata dalla valvola e dall'aria che, sospinta dallo stantuffo nella fase di ammissione, penetra dal Venturi nella precamera provocandovi dei moti turbolenti.

Il motore è quindi a carburazione interna e differisce dai motori precedentemente esaminati per l'assenza della pompa d'iniezione e per il regime di turbolenza che governa la combustione nella precamera.

Gli esperimenti compiuti in Italia con un motore Latil ed un motore Citroën trasformati secondo il sistema Brandt-Bagnulo non hanno confermato le caratteristiche di policarburazione sperate e soprattutto hanno messo in rilievo una notevole difficoltà di registrazione nel passaggio da un tipo all'altro di combustibile.

Per queste ragioni il tipo di trasformazione descritta è rimasto allo stadio sperimentale senza passare nel campo pratico.

Sono state anche compiute esperienze da parte dell'ing. Bagnulo junior per la messa a punto di una pompa d'iniezione e di iniettori lubrificati i quali consentirebbero il diretto impiego nel motore a ciclo Diesel di combustibili sprovvisti di potere lubrificante.

Sarebbe anche previsto un certo aumento nel rapporto di compressione per rendere più rapida l'accensione dei combustibili a basso numero di cetano.

Il vantaggio del sistema sarebbe rappresentato dai consumi ridotti e dalla necessità di sostituire soltanto lo stantuffo, pompa ed iniettori.

Le prove sono state interrotte dagli eventi bellici conseguenti all'8 settembre 1943 e non sono state più riprese essendo venuta meno, almeno in gran parte, l'attualità del problema.

Ad ogni modo i risultati a suo tempo raggiunti erano tali da far prevedere che il campo d'impiego del motore così trasformato non avrebbe potuto uscire dai tre principali combustibili idrocarburi (gasolio, petrolio, benzina), nè si è potuto accertare se il sistema si prestasse ugualmente bene per l'alimentazione dei diversi tipi di motore (ad iniezione diretta, a precamera, a riserva d'aria).

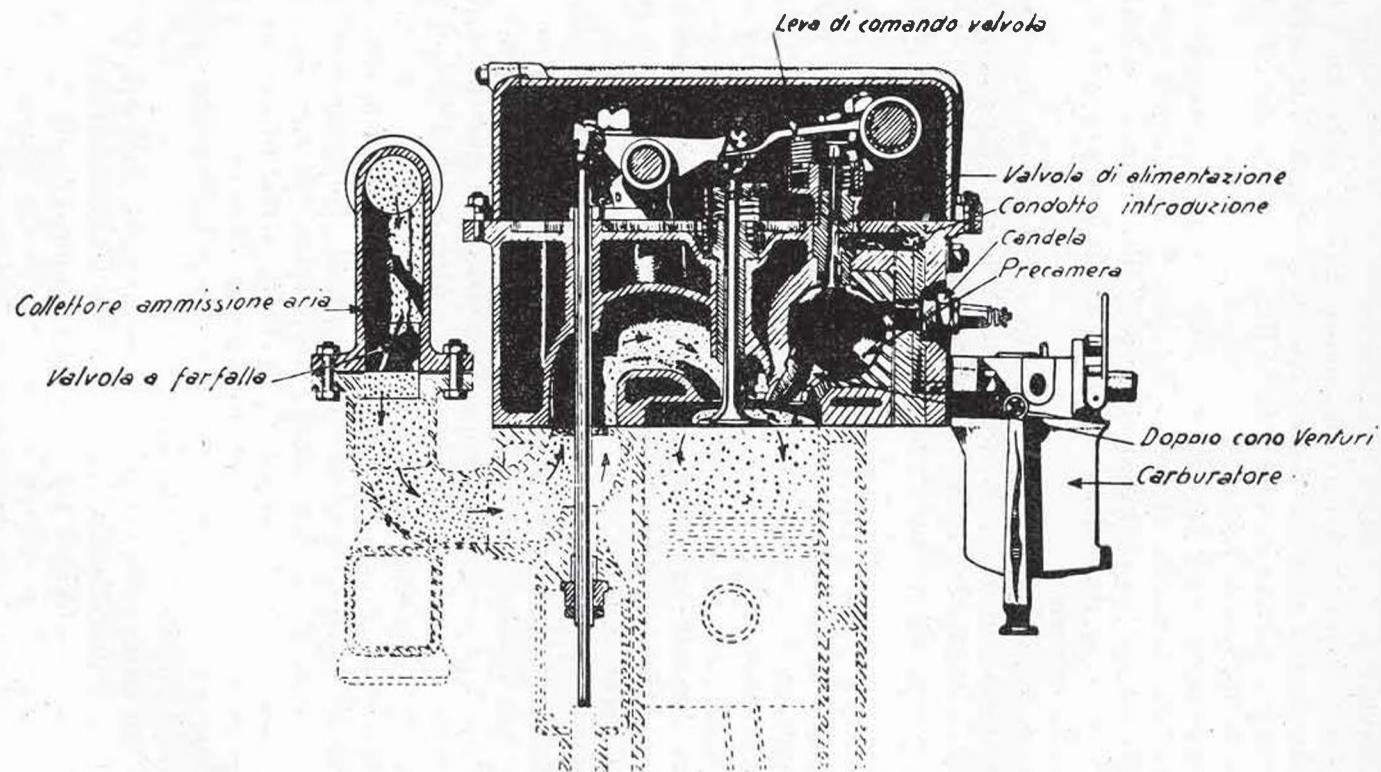


Fig. 7.

Per concludere questo studio, che vuol essere un quadro sintetico di un problema che può divenire assillante in periodo di emergenza, diremo che per l'alimentazione degli autoveicoli militari sarebbe sufficiente prevedere la possibilità di sostituire il gasolio con altri combustibili liquidi che possono essere i seguenti:

- benzina pura a basso numero di ottano,
- petrolio,
- alcole etilico,
- alcole metilico,
- olii di catrame e derivati.

Questi combustibili possono essere convenientemente impiegati in un motore parzialmente policarburante come l'Hesselman o il Boghetto, con pompa ed iniettori lubrificati, ai quali sembrerebbe si dovesse dare la preferenza non soltanto per la trasformazione dei motori già esistenti ma, altresì, per la costruzione dei nuovi motori.

Vi sarebbe, è vero, da sopportare l'onere della presenza contemporanea del dispositivo d'iniezione e di quello d'accensione ma vi sarebbe, d'altro canto, il grandissimo vantaggio di potere impiegare indifferentemente i diversi combustibili che volta a volta si rendessero disponibili per questioni produttive, stagionali, ecc. senza preoccupazione alcuna del preordinato afflusso dei diversi combustibili ai motori che soli li possono impiegare.

Riteniamo che il vantaggio sia tale che possa per l'avvenire far guardare con occhio più benigno i motori policarburanti che sono purtroppo stati finora sempre considerati come studi, sia pure interessanti, ma studi da non lasciare diffondere nel campo della pratica applicazione.

Nuovi orizzonti al problema dell'impiego di combustibili diversi nei motori a combustione interna sono oggi aperti dallo sviluppo delle turbine a c.i. per le quali le caratteristiche chimico-fisiche del combustibile non hanno l'importanza discriminante che le caratteristiche stesse hanno nel caso dell'impiego dei combustibili nei motori alternativi.

E' sperabile e probabile che, una volta che le turbine a c.i. siano entrate e diffuse nel campo dell'autotrazione, il problema del combustibile dia luogo a sempre minori preoccupazioni, qualora venga dimostrato che con poche varianti o regolazioni si possa, nel nuovo motore, passare senza inconvenienti dall'impiego di un tipo combustibile ad un altro, combustibili che differiscono fra loro non soltanto per le caratteristiche chimico-fisiche ma addirittura per lo stato fisico sotto il quale vengono trasportati a bordo.

BIBLIOGRAFIA

- WITSCHAKOWSKI: *Über die Verwendungsmöglichkeit des Hesselman. Motors.* — A.T.Z., 1941, pag. 172.
 HOFMANN A.: *Erfahrungen mit M.A.N. Fahrzeug. Dieselmotoren im Dieselgasbetrieb.* — A.T.Z., 1941, 198.

- PRETTENHOFER H.: *Die Regelung des Zündstrahl. Fahrzeugmotors für Generatorgasbetrieb.* — A.T.Z., 1941, pag. 209.
- FERRETTI P.: *Il numero di ottano di alcuni gas.* — Il Metano, 1940, ottobre.
- : *Il numero di ottano di alcuni gas.*
- : *Combustibili per motori Diesel. Il ritardo all'accensione.*
- : *Per la realizzazione del motore ad iniezione a gas con particolare riguardo all'autotrazione.*
- DREYHAUPT F.: *Die Verwendung von Treibgas in reinen Dieselverfahren.* — A.T.Z., 1942, 201.
- THIEMANN A. E.: *Über Kraftstoffzusätze in Dieselölen.* — A.T.Z., 1942, 454.
- BOKEMÜLLER A.: *Die Verbreitung der Kraftstoffbasis für Fahrzeug Dieselmotoren im Kriege.* — A.T.Z., 1940, 13.
- KÖHLER L.: *Treibgasbetrieb im Dieselfahrzeugen.* — A.T.Z., 1940, 183.
- RIXMANN W.: *Fahrzeugdieselmotoren im Gasbetrieb.* — A.T.Z., 1940, 505.
- MARCUCCI A.: *Il Diesel-gas.* — Trasporti pubblici 1942, n. 6-7, 134.
- SPELUZZI e OTTAVINI: *I gassogeni per autotrazione in Italia.* — Auto Moto Avio, 1943, n. 7-8, pag. 13.
- TATTI E. e SIRTORI S.: *L'impiego dell'olio di arachide nei motori veloci ad iniezione ad alta compressione per autotrazione.* — L'Energia Termica, 1937, n. 3.
- TATTI E.: *Il motore ad iniezione a bassa pressione (Hesselman) come motore policarburante.* — Atti III Congresso Int. carbonio carburante, Roma, 1937.
- MARDER M.: *Motorkraftstoffe.* — Springer, Berlin, 1942.
- SPAUSTA F.: *Treibstoffe für Verbrennungsmotoren.* — Springer, Vienna, 1939.
- PHILIPPOVICH A. V.: *Die Betriebsstoffe für Verbrennungskraftmaschinen.* — Springer, Vienna, 1939.
- JANTSCH F.: *Kraftstoff. Handbuch.* — Franck, Stoccarda, 1940.
- WILKE W.: *Untersuchungen am Hesselman-Motor.* — A.T.Z., 1938, pag. 25.
- GIACOSA D.: *Motori endotermici.*
- BILLI R.: *Modifiche da effettuare su un motore Diesel per renderlo atto a funzionare come Duale.* — Inter Auto, febbraio, 1951.
- HELD P. M.: *Les moteurs Diesel à grande vitesse.* — Dunod, 1950.
- ADAMS O. L.: *Elements of Diesel Engineering.*
- PLEETH S. J. W.: *Alcohol. A fuel for Internal combustion engines.*

SUL MOTO DI SERPEGGIO DEI CARRI RIMORCHIATI

Cap. d'art. (S. Te. M.) Fabio Fabiano

PREMESSA.

Fra i numerosi problemi che scaturiscono dalla tendenza di raggiungere anche sulle strade velocità sempre maggiori, non sono certo da trascurare i problemi inerenti al moto dei carri rimorchiati, se non altro ai fini della sicurezza di marcia.

Su un piano stradale perfettamente liscio e rigido un carro rimorchiato qualunque segue perfettamente, col proprio baricentro, la traiettoria rettilinea descritta dal baricentro del trattore. In pratica però il piano stradale presenta delle asperità superficiali che vengono a turbare in modo più o meno sensibile il moto del carro rimorchiato.

Nella trattazione che segue si supporrà pertanto che una delle ruote sterzanti del rimorchio incontri una delle asperità della strada, mentre le altre ruote si muovono su un piano perfettamente liscio, e si esamineranno gli effetti delle azioni prodotte da detta asperità sul moto complessivo del rimorchio.

Allo scopo saranno presi in esame i due tipi fondamentali di rimorchi, e precisamente:

a) rimorchi aventi le sole ruote anteriori sterzanti, e cioè rimorchi a ralla e rimorchi con assale anteriore in tre pezzi;

b) rimorchi in cui tutte le ruote sono sterzanti e seguono le due traiettorie descritte dalle ruote anteriori, sempre dei tipi a ralla e ad assale in tre pezzi (a volta corretta).

I.

RIMORCHI AD UN SOLO ASSALE STERZANTE.

Esamineremo le cause che determinano i moti involontari di sterzata dei carri rimorchiati, riferendoci per ora ai soli rimorchi a ralla cioè con l'assale sterzante in un solo pezzo.

Le cause che determinano in generale i moti involontari di sterzata dei carri rimorchiati possono così riassumersi:

- a) diverso coefficiente di rotolamento fra le ruote sterzanti;
- b) urto di una ruota sterzante contro un ostacolo;
- c) superamento di una gobba o percorso in una buca da parte di una ruota sterzante.

DIVERSO COEFFICIENTE DI ROTOLAMENTO FRA LE RUOTE STERZANTI.

La diversità dei coefficienti di rotolamento delle ruote sterzanti, a parità di forma del battistrada e pressione di gonfiaggio dei pneumatici, può essere data da diversa usura dei pneumatici, da carico non ugualmente distribuito sulle ruote sterzanti ed infine da diversa natura del fondo stradale su cui rotolano le ruote sterzanti stesse.

Siano pertanto r ed r' i due coefficienti di rotolamento, P_1 il peso gravante sull'assale sterzante e che si ripartisca in maniera uguale sulle due ruote dell'assale, P_2 il peso sull'altro assale, P il peso totale del rimorchio. Lo sforzo per fare avanzare il rimorchio sarà:

$$F_a = F_1 + F_2 = (r + r') \frac{P_1}{2} + r P_2$$

$$F_1 = r \frac{P_1}{2} + r' \frac{P_1}{2} = F'_1 + F''_1$$

Qualora fosse, ad esempio $r > r'$, sarà anche $F'_1 > F''_1$ dove con F'_1 ed F''_1 si indicano gli sforzi applicati ai perni delle due ruote sterzanti.

Pertanto la ruota avente coefficiente di rotolamento r , per avanzare incontrerà una resistenza maggiore e pertanto tenderà a rimanere indietro rispetto all'altra ruota.

Comunque il diverso coefficiente di rotolamento delle ruote sterzanti è una causa che dà in pratica effetti trascurabili.

URTO DI UNA RUOTA STERZANTE CONTRO UN OSTACOLO.

Per effetto dell'urto contro un ostacolo si verifica una diminuzione di momento disponibile alla ruota interessata dall'urto.

Inoltre, per effetto di tale urto, si crea una componente orizzontale, che, applicata al perno della ruota, si sottrae alla forza F_a disponibile per l'avanzamento.

Pertanto sia il momento alla ruota:

$$M_a = F_a r_o$$

dove r_o è il raggio sottocarico della ruota.

Per la presenza dell'ostacolo si ha:

$$M'_a = F_a (r_o - h) ; M''_a = M_a - F_a h$$

dove h è l'altezza dell'ostacolo (fig. n. 1).

L'urto contro la ruota si riscontra lungo la retta $a-a$, e pertanto trasportata in O la forza N che ne nasce, e scomposta detta forza secondo le direzioni delle rette $b-b$ e $c-c$, essa dà origine alla N_1 che sollecita la sospensione del rimorchio, e alla N_2 che, sottraendosi alla F_n , dà luogo alla variazione negativa di velocità del perno della ruota.

La forza N che nasce dal predetto urto, dicesi forza istantanea. E' noto che la sua espressione è data in generale da:

$$\int_{t_0}^{t_1} N dt = \int_{v_0}^{v_1} m dv$$

e che, supponendo N costante nel piccolo intervallo di tempo $t_1 - t_0$ in cui essa agisce, assume la seguente espressione:

$$N = \frac{m v}{t}$$

dove v è la velocità in m/sec. con la quale si sposta il perno della ruota, mentre:

$$m = m_1 + m_r$$

dove:

m_1 = massa della ruota e della parte di carico gravante sulla ruota stessa;

m_r = massa ridotta della ruota, che ha la seguente espressione:

$$m_r = \frac{1}{r_0^2} J$$

in cui J è il momento d'inerzia di massa della ruota.

Pertanto sarà:

$$N = (m_1 + m_r) \frac{v}{t} = (m_1 + \frac{1}{r_0^2} J) \frac{v}{t}$$

cioè supposto $t = \text{cost.}$, $N = f(v)$.

Se esprimiamo V in km/h, anzichè in m/sec., si ha:

$$[1] \quad N = \frac{1}{3,6} (m_1 + \frac{1}{r_0^2} J) \frac{v}{t}$$

Ma $m_1 = \frac{P_1 + P_0}{g}$ dove P_0 è il peso proprio della ruota, quindi:

$$N = \frac{1}{3,6} \left(\frac{P_1 + P_0}{g} + \frac{1}{r_0^2} J \right) \frac{v}{t}$$

Pertanto noto J e preso per t un valore presumibile, si può conoscere con sufficiente approssimazione N .

Fin qui abbiamo supposto trattarsi di ruota perfettamente rigida. Le cose cambiano però se la ruota è rivestita da un anello semipneumatico o meglio pneumatico. Infatti in caso di ruota gommata la N , che comunque ha sempre intensità molto elevata, viene in parte assorbita dal rivestimento elastico, e, pertanto, viene notevolmente diminuita una delle cause che portano alla sterzata involontaria del rimorchio.

Da tener presente però che la nuova forza N' , che viene ad agire nel modo visto, oltre ad essere come la N funzione della velocità di traslazione del rimorchio, è direttamente proporzionale alla rigidità K del rivestimento elastico, cioè:

$$N' = K f' (V)$$

Nel caso poi di pneumatici a bassa e bassissima pressione, se l'ostacolo ha un'altezza piccola rispetto al diametro della ruota, il cerchione della ruota stessa, per inerzia, non si sposta verticalmente, e la forza N' viene completamente assorbita dalla deformazione elastica del pneumatico. Pertanto in realtà l'azione dell'urto risulta alcune volte trascurabile agli effetti della sterzata involontaria del rimorchio.

SUPERAMENTO DI UNA GOBBA DEL TERRENO, O PERCORSO IN UNA BUCA DA PARTE DI UNA RUOTA STERZANTE.

Poichè lo spazio percorso nei due casi è maggiore che non lo spazio percorso dall'altra ruota, che si muove in piano, mantenendosi costante la velocità del perno della ruota in esame, essa ruota, a meno di non aumentare la propria velocità, rimarrà indietro rispetto all'altra ruota. In questo caso, non essendovi alcuna decelerazione in gioco, non intervengono forze d'inerzia atte ad attutire, agli effetti sterzata del carrello, l'azione di tale disuguaglianza della strada, e la sterzata del carrello è inevitabile.

Infatti se il moto del perno della ruota è un moto uniforme, cioè $v = \text{cost.}$, si ha che $v = \frac{s}{t}$. Se la ruota supera una gobba di lunghezza s_1 o entra in una buca di lunghezza s_2 , supponendo per semplicità:

$$s_1 = s_2$$

la velocità con la quale si sposta il perno della ruota nel tempo considerato t , sarà:

$$v'_1 = \frac{s_1}{t} = \frac{s_2}{t} = v'_2$$

cioè:

$$v'_1 = v'_2$$

siccome però la ruota mantiene la velocità v , sarà:

$$v = \frac{s_1}{t_1} = \frac{s_2}{t_2}$$

e pertanto risulta:

$$t_1 > t \text{ essendo } s_1 = s_2 > s \text{ (fig. n. 2)}$$

cioè la ruota che supera una gobba o entra in una buca, pur escludendo qualsiasi azione di urto da parte di tale irregolarità della strada, tende a rimanere indietro rispetto alla ruota che cammina in piano.

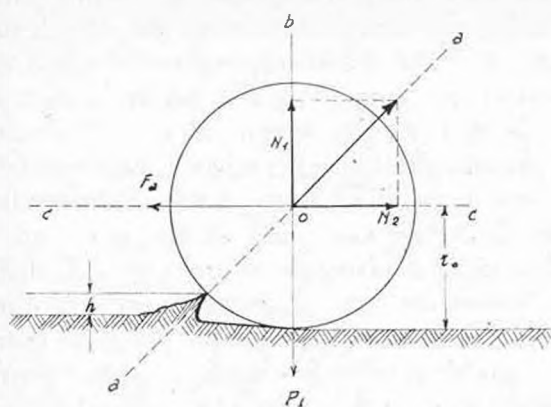


Fig. 1

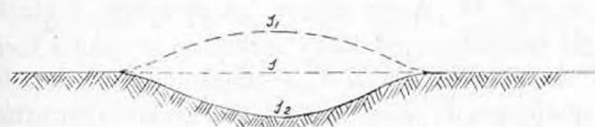


Fig. 2

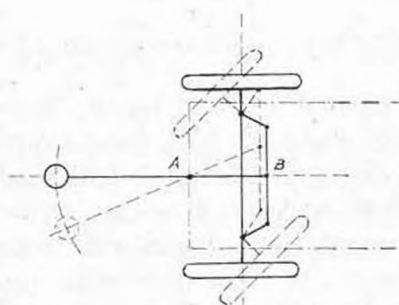


Fig. 3

Quindi, per le cause fin qui esaminate, il carrello tende sempre a sterzare. Quale sarà l'angolo massimo di cui potrà sterzare il carrello? Sarà l'angolo consentito dal gioco esistente nell'attacco del timone alla ralla di sterzo e dal gioco esistente fra gancio di traino del veicolo trattore e occhio del timone del rimorchio. Questi giochi, pur essendo piccoli, esistono sempre e pertanto il carrello del carro rimorchiato tenderà sempre ad avere moti spontanei di sterzata, anche se di quantità piccolissima e, talvolta, impercettibili. Il moto del carro rimorchiato non sarà quindi un moto perfettamente rettilineo, come per il trattore, ma un moto serpeggiante, più o meno appariscente a seconda delle condizioni in cui si trova il piano stradale e a seconda della velocità di traslazione. Nel caso di rimorchio a ralla tale serpeggiamento è trascurabile e non pregiudica la sicurezza di marcia. Comunque bisognerà porre la massima attenzione perchè i giochi di cui sopra, specie con una costruzione sufficientemente accurata degli attacchi del carrello sterzante al timone di direzione, vengano ridotti al minimo.

Le considerazioni fin qui fatte sono applicabili sia ai rimorchi con sistema di sterzata a ralla, sia a quelli con assale sterzante in tre pezzi.

In particolare tali ultimi tipi di rimorchi sono caratterizzati da congegni di sterzata a quadrilatero di Janteaud (comune ormai a tutti gli autoveicoli), comandato dal timone di direzione (vedi fig. n. 3). Il punto *A* è fisso al telaio, il punto *B* è il punto di articolazione del timone alla biella di accoppiamento del quadrilatero di Janteaud. In questo sistema di sterzata i giochi sono però maggiori poichè gli accoppiamenti del quadrilatero prendono facilmente gioco con l'uso. Da ciò deriva che il moto di serpeggio di tali rimorchi è più ampio e più marcato, qualora non vengano prese particolari precauzioni che evitino il formarsi di giochi nelle articolazioni del congegno di sterzata (ad esempio molle stabilizzatrici).

ENTITÀ DEL MOTO DI SERPEGGIO NEI RIMORCHI A RALLA.

Dati i progressi che si possono registrare al giorno d'oggi nella costruzione delle strade, la buca (intesa come semplice avvallamento del piano stradale), derivante dal logorio della strada provocato dal passaggio di un numero sempre maggiore di veicoli, rappresenta l'elemento più importante da considerare agli effetti pratici della sterzata involontaria dei rimorchi.

Pertanto, allo scopo di chiarire quanto fin qui esposto (riferendoci per semplicità di calcolo ai soli rimorchi a ralla), si supponga che una ruota sterzante incontri nel suo moto una buca di dimensioni s ed s_1 note (fig. n. 2). Lo scarto di percorso dei perni delle due ruote sterzanti (quella percorrente il piano stradale liscio e quella percorrente la buca), supponendo, come già fatto, costante la velocità di traslazione dei perni stessi, sarà:

[2]

$$\Delta s = s_1 - s$$

cioè:

$$\frac{s_1}{t_1} = \frac{s}{t} = v$$

$$\frac{s}{s_1} = \frac{t}{t_1}$$

e pertanto:

$$s = \frac{t}{t_1} s_1$$

Sostituendo nella [2]:

$$\Delta s = s_1 \left(1 - \frac{t}{t_1} \right)$$

ponendo:

$$\alpha = \frac{t}{t_1} = \frac{s}{s_1}$$

si avrà:

$$\Delta s = s_1 (1 - \alpha)$$

dove α , rapporto dei tempi di percorrenza, è compreso nell'intervallo:

$$0 \leq \alpha \leq 1$$

perchè sia sempre soddisfatta la condizione di realtà di Δs .

Inoltre α non dipende dalla velocità di traslazione del rimorchio, ma esclusivamente dalle dimensioni s ed s_1 della buca.

L'angolo di cui sterza il carrello del rimorchio (fig. 5) sarà pertanto dato da:

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{2\Delta s}{l}$$

dove con l è indicata la carreggiata del rimorchio. Supponendo γ abbastanza piccolo e tale da confondere l'arco con la tangente, il suo valore di radianti sarà:

$$\gamma = \frac{2\Delta s}{l}$$

cioè:

$$[3] \quad \gamma = \frac{2 s_1 (1 - \alpha)}{l}$$

Conoscendo quindi s_1 , α ed l , si è in grado di calcolare l'angolo di sterzata involontaria del carrello del rimorchio. Resta quindi dimostrata l'esistenza di un moto di sterzata involontaria.

Considerando ora la buca, ai soli effetti geometrici, come un triangolo isoscele (fig. n. 4), di base s e di altezza h , profondità della buca stessa, con la seguente semplice espressione:

$$[4] \quad s_1 = \sqrt{s^2 + 4h^2}$$

si può esprimere con buona approssimazione, per le buche di modesta proporzione che si trovano normalmente sulle strade, s_1 in funzione di s ed h ,

facilmente misurabili. In altri termini, per un dato rimorchio, γ dipende da s ed h . Infatti dalla [3]:

$$[4'] \quad \gamma = \frac{2(1-\alpha) \sqrt{s^2 + 4h^2}}{l}$$

cioè:

$$\gamma = f(s, h)$$

dove s ed h sono variabili indipendenti.

Vediamo ora di calcolare lo spostamento ΔR del centro dell'occhio del timone, conseguente allo spostamento Δs , prima visto.

Dalla figura n. 5 si vede che, posta la lunghezza del timone uguale a R , risulta:

$$\Delta R = \gamma R = 2s_1 (1 - \alpha) \frac{R}{l}$$

cioè:

$$[5] \quad \Delta R = 2(1 - \alpha) \frac{R}{l} \sqrt{s^2 + 4h^2}$$

l'espressione [5] lega pertanto lo spostamento laterale dell'occhio del timone a elementi strutturali (R ed l) del carrello sterzante. Grandi carreggiate influiscono quindi favorevolmente su ΔR , diminuendolo, mentre timoni molto lunghi hanno l'effetto contrario.

Ma se è pur vero che conviene limitare la lunghezza del timone, è altrettanto vero che non si possono adottare grandi carreggiate, per i ben noti limiti imposti agl'ingombri stradali dei veicoli.

Una soluzione di compromesso potrà pertanto risolvere il problema della scelta di R e di l .

Supposto ora il baricentro G del rimorchio giacente, in pianta, sulla mezzzeria del rimorchio stesso e a distanza $\frac{p}{2}$ dagli assali, il raggio r di curvatura della traiettoria del baricentro sarà espresso da:

$$r^2 = \overline{GB}^2 + \overline{BO}^2$$

ma:

$$GB = \frac{p}{2}$$

$$BO = \frac{p}{tg\gamma} = \frac{p}{\gamma}$$

quindi:

$$r^2 = \frac{p^2}{4} + \frac{p^2}{\gamma^2}$$

cioè:

$$[6] \quad r = \frac{p}{2} \sqrt{1 + \frac{4}{\gamma^2}}$$

E sostituendo nella [6] l'espressione di γ dato dalla [3], si avrà:

$$[7] \quad r = \frac{p}{2} \sqrt{1 + \frac{l^2}{s_1^2 (1 - \alpha)^2}}$$

cioè:

$$[8] \quad r = \frac{p}{2} \sqrt{1 + \frac{l^2}{(1 - \alpha)^2 (s^2 + 4h^2)}}$$

espressione di r , raggio della sterzata involontaria, in funzione di elementi costruttivi (passo e carreggiata) del rimorchio.

L'intervallo in cui r può variare è $0 - \infty$. Per entrambi i limiti di detto intervallo il moto di serpeggio del baricentro risulta nullo.

Si può pertanto dedurre che rimorchi a grande carreggiata e a passo molto lungo, oppure a passo nullo (rimorchi a un solo asse) hanno un moto di serpeggio praticamente nullo.

A meglio illustrare quanto detto, valga la seguente tabella riferita ad alcuni tipi di rimorchi di normale impiego:

Tipi di rimorchi	Passo m/m	Carregg. m/m	Elementi della buca			γ rad.	γ^0	r m
			s m/m	s ₁ m/m	$\alpha = s/s_1$			
Carenzi - 6, 5CR . .	2600	1650	500	540	0,93	0,046	2°55'	106,2
Bertoja - 65 unific. .	2600	1550	500	540	0,93	0,0487	2°55'	99,5
Bertoja - 120 unific. .	3500	1710	500	540	0,93	0,0443	2°32'	148
Viberti - unif. pesante.	3300	1740	500	540	0,93	0,044	2°30'	141
Strafurini-unif. pesante	3300	1700	500	540	0,93	0,0445	2°32'	139
Orlandi - Stelvio S. C.	3600	1750	500	540	0,93	0,0432	2°30'	154

Agli effetti entità del serpeggiamento è importante trovare, anche in maniera approssimata, lo spostamento trasversale del baricentro, conseguente all'angolo di sterzata del carrello, supposto però un ΔR , conseguente a γ , contenuto nei limiti del gioco esistente fra gancio di traino del trattore e occhio del timone.

Per semplicità di calcolo si supponga γ assunto istantaneamente dal carrello, che rimane sterzato per un tratto pari ad s_1 , ritornando poi istantaneamente nella posizione di marcia rettilinea.

La velocità del baricentro sarà diretta quindi lungo la retta $b-b$, perpendicolare ad r ed inclinata dell'angolo λ rispetto alla retta $a-a$ (fig. n. 7). Poichè r è molto grande rispetto ad s_1 , si può ammettere che G non si sposti

dalla predetta retta $b-b$. Pertanto lo spostamento laterale di G rispetto alla retta $a-a$, sarà dato da:

$$[9] \quad FH = s_1 \sin \lambda.$$

dove, dalla fig. n. 7, si vede che:

$$\lambda = \frac{\pi}{2} - \beta'$$

cioè:

$$FH = s_1 \cos \beta'$$

Esaminando ora l'espressione [9], dove al posto di FH si è posto ΔG , cioè:

$$\Delta G = s_1 \sin \lambda.$$

si ha che detta espressione è massima per $\lambda = \frac{\pi}{2}$

Infatti, derivando rispetto a λ si ha:

$$\frac{d}{d\lambda} \Delta G = s_1 \cos \lambda.$$

$$s_1 \cos \lambda = 0 \text{ per } \lambda = \frac{\pi}{2}$$

e derivando una seconda volta:

$$\frac{d^2}{d\lambda^2} \Delta G < 0 \text{ per } \lambda = \frac{\pi}{2}$$

Pertanto quando $\lambda = \frac{\pi}{2}$, r diventa uguale a $\frac{p}{2}$, cioè $\gamma = \frac{p}{2}$. Cfr. [6].

Per $\lambda = 0$ si ha invece che la funzione ΔG è decrescente. Infatti la derivata terza di ΔG :

$$\frac{d^3}{d\lambda^3} \Delta G < 0 \text{ per } \lambda = 0$$

Cioè ΔG ha il valore minimo, in valore assoluto, per $\lambda = 0$, cioè per $r \rightarrow \infty$ e $\gamma = 0$. Cfr. [6].

II.

RIMORCHI A VOLTA CORRETTA.

Vediamo ora di analizzare il fenomeno del serpeggio nel caso dei rimorchi a volta corretta, cioè con tutti e due gli assali sterzanti. In questi rimorchi come è già noto, le ruote di una fiancata percorrono lo stesso arco di cerchio, che ha il centro di rotazione giacente nel piano mediano trasversale del rimorchio.

Anche nei rimorchi a volta corretta, come già si è detto, la sterzata si può ottenere mediante la ralla di sterzo (assali in un solo pezzo), oppure a mezzo del quadrilatero di Janteaud (assali in tre pezzi). I primi sono però antiquati mentre i secondi sono quelli ormai di costruzione corrente.

Nello studio del moto di serpeggio distingueremo i seguente casi:

- a) assenza di giochi nel sistema di sterzata;
- b) presenza di giochi nel sistema di sterzata (caso reale).

ASSENZA DI GIOCHI NEL SISTEMA DI STERZATURA.

Nella figura n. 8 è rappresentato lo schema di un vecchio traino di artiglieria. In esso la sterzata contemporanea dei due assali è ottenuta mediante il sistema della ralla di sterzo e da due tiranti a e b che collegano le due ralle dei due assali, come rappresentato in figura.

Supponiamo sempre che un ostacolo incontri una ruota, ad esempio la A_2 . Per le cause prima viste il carrello anteriore tenderà a sterzare facendo sterzare contemporaneamente, data l'assenza di giochi nel sistema di trasmissione della sterzata, il carrello posteriore. Il rimorchio ruoterà così attorno al punto O' .

Quando l'ostacolo incontrerà la ruota posteriore B_2 della stessa fiancata, il rimorchio ruoterà attorno al punto O' , opposto ad O' e ad uguale distanza dall'asse $c-c$ del rimorchio. Pertanto, mentre nei rimorchi ad un solo assale sterzante il moto di serpeggio, quando una qualsiasi asperità del piano stradale incontra le ruote di una sola fiancata, avviene da un solo lato della direzione di marcia, nei rimorchi a volta corretta il moto di serpeggio può anche avvenire nei due sensi (destro e sinistro) a cavallo della direzione di marcia del rimorchio stesso.

Sarà pertanto un moto di serpeggio molto più pronunciato. Infatti, supponendo il centro di gravità G posto a distanza $\frac{p}{2}$ dai due assali e giacente nel piano medio trasversale del rimorchio, sarà:

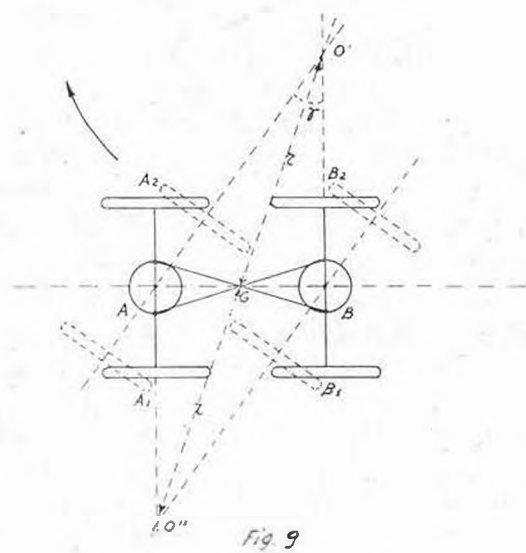
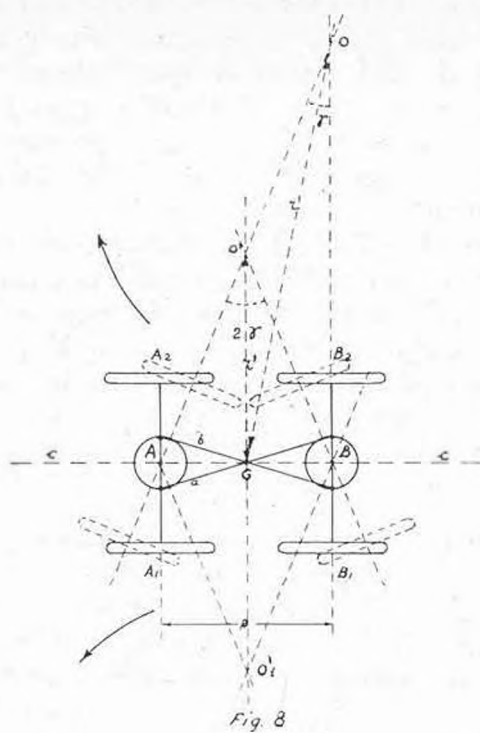
$$r' < r$$

cioè nei rimorchi a volta corretta il complesso del rimorchio ha un moto di serpeggio più evidente, come si vedrà in seguito.

PRESENZA DI GIOCHI NEL SISTEMA DI STERZATURA.

Data la presenza di giochi nel sistema di sterzata, si può ammettere che l'ostacolo, che incontra la ruota A_2 , provochi la sterzata del solo carrello anteriore, riportandosi così al caso del rimorchio a un solo assale sterzante. Il raggio di curvatura della traiettoria del baricentro rimarrà pertanto r e quindi il moto di serpeggio sarà meno evidente.

In questo caso però il serpeggio rimane da un solo lato della direzione di marcia, data la particolare disposizione dei punti O' e O'' (vedi parte terza).



Rimane per di più costante il raggio di curvatura della traiettoria del baricentro (dalla figura n. 9 si vede che $O''AO'B$ è un parallelogramma).

Pertanto, ammettendo comunque l'esistenza di un gioco nell'attacco del timone del rimorchio al gancio del veicolo trattore, la presenza di giochi nel complesso del sistema di sterzata del rimorchio agisce favorevolmente nel diminuire l'ampiezza del moto di serpeggio, a condizioni però che questi giochi siano limitati e non superino mai, in complesso, il gioco esistente fra timone e gancio di traino del trattore.

Rimane comunque inteso che la presenza di giochi nel sistema di sterzata è sempre dannosa agli effetti della stabilità direzionale del rimorchio.

Nel caso dei rimorchi a volta corretta è interessante esaminare come il moto di serpeggio si esalti all'aumentare della velocità. Sia v la velocità in m/sec. del rimorchio e p , in metri, il passo del rimorchio stesso. L'ostacolo che incontra la ruota A_2 , incontrerà la ruota B_2 dopo un tempo pari a:

$$[10] \quad t = \frac{p}{v} \text{ in secondi.}$$

Le due oscillazioni laterali o conseguenti del rimorchio avverranno perciò nell'intervallo di tempo t , espresso dalla [10].

Se però la velocità v del rimorchio aumenta, la forza N (vedi formula [1]) aumenterà anche essa, mentre invece l'intervallo t predetto diminuirà e il rimorchio compirà le due escursioni predette in un tempo più breve e con una marcatezza maggiore, dato appunto l'aumento della forza N ; cioè il moto di serpeggio si accentuerà aumentando la velocità di traslazione.

Perciò con i rimorchi a volta corretta, sarà opportuno non superare una certa velocità di sicurezza, per evitare un esaltarsi del moto di serpeggio, che comprometterebbe le condizioni di stabilità del rimorchio stesso.

Nella figura n. 10 è rappresentato, in modo schematico, il sistema di sterzata di un rimorchio a volta corretta con assali in tre pezzi. Dall'esame della figura si nota che gli accoppiamenti articolati sono cresciuti di numero rispetto al sistema della ralla di sterzo, con possibilità quindi di formazione di un maggiore numero di giochi. A prima vista pertanto, un rimorchio di tale genere ha un moto di serpeggio molto più pronunciato.

In effetti però, nella moderna costruzione dei rimorchi a volta corretta, oggi si sono affermati i rimorchi con assali in tre pezzi. Infatti tali rimorchi, oltre a diminuire il percorso delle ruote sterzanti, a parità di angolo di sterzata del timone, permettono di disporre in modo semplice delle molle stabilizzatrici, che tendono far rimanere le ruote nel piano della marcia rettilinea. Comunque dette molle rendono piuttosto disagiata la sterzata del rimorchio, e richiedono, da parte del trattore, un'erogazione suppletiva di potenza durante le iscrizioni di curva.

Esaminiamo infine lo schema del rimorchio rappresentato nelle figure nn. 11 e 12. Questo tipo di rimorchio è stato adottato nelle moderne costru-

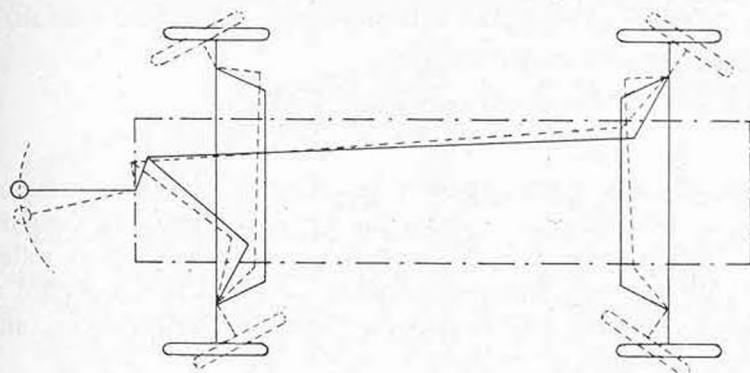


Fig. 10

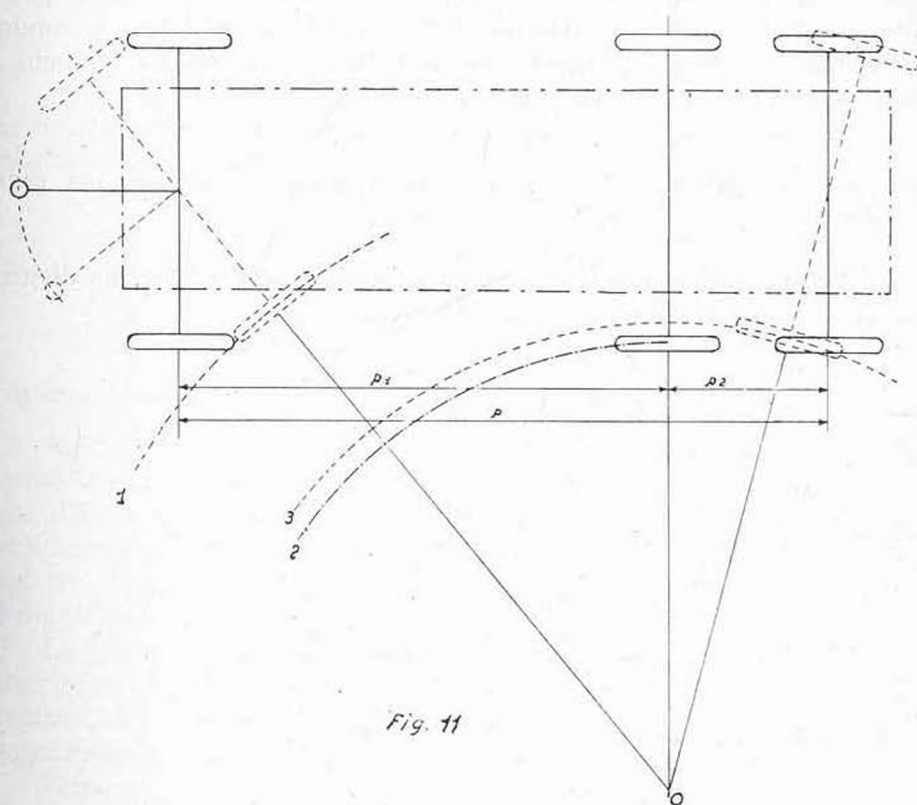


Fig. 11

zioni di rimorchi a grande portata. Infatti gli assali portanti sono diventati tre e il passo p del rimorchio è aumentato.

Però in detti rimorchi il primo e il terzo assale sono sempre sterzanti, e questo per diminuire l'ingombro del rimorchio, agli effetti stradali, durante l'iscrizione in curva.

Dalla figura n. 11 si vede che:

$$p = p_1 + p_2$$

dove p_1 è di solito preso uguale al passo di un normale rimorchio pesante del tipo unificato. Il rimorchio così costruito, agli effetti stradali, ha l'ingombro di un rimorchio di passo p_1 minore di p , cioè quello normalmente tollerato per i rimorchi di costruzione corrente, mentre in effetti la sua portata è di molto superiore, avendo tre assali portanti e disponendo di un più ampio piano di carico.

In questi tipi di rimorchi, per quanto fin qui detto, il moto di serpeggio è comunque esistente. Però il piccolo angolo di sterzata dell'assale posteriore rispetto all'assale anteriore fa sì che questi rimorchi, agli effetti serpeggio, sono stabili quanto i rimorchi a un solo assale sterzante, con possibilità quindi di raggiungere velocità di marcia abbastanza elevate, e comunque sempre superiori alle velocità raggiungibili con i normali rimorchi a volta corretta.

RAGGIO ISTANTANEO DI CURVATURA DELLA TRAIETTORIA DI SERPEGGIO DEL BARI-CENTRO.

L'espressione di r' (figura 8 - rimorchi senza giochi nel sistema di sterzata) si trova considerando i seguenti triangoli simili:

$$\left. \begin{array}{l} AO'G \\ AOB \end{array} \right\} AG : AB = O'G : OB$$

cioè:

$$\frac{p}{2} : p = r' : p \cotg \gamma$$

quindi:

$$[II] \quad r' = \frac{p}{2} \cotg \gamma$$

$$[II'] \quad r' = \frac{p}{2} \cotg \frac{2(1-\alpha) \sqrt{s^2 + 4h^2}}{l}$$

Derivando l'espressione di r' rispetto a γ :

$$\frac{d}{d\gamma} r' = - \frac{p}{2} \frac{1}{\text{sen}^2 \gamma}$$

si vede che r' è massimo per $\gamma = 0$, il che è d'altronde evidente.

Però dall'esame della [11'] r' tende al suo massimo valore per $p \rightarrow \infty$ e per $l \rightarrow \infty$. Cioè, come per λ rimorchi a ralla, anche i rimorchi a volta corretta diventano più stabili all'aumentare del passo e della carreggiata.

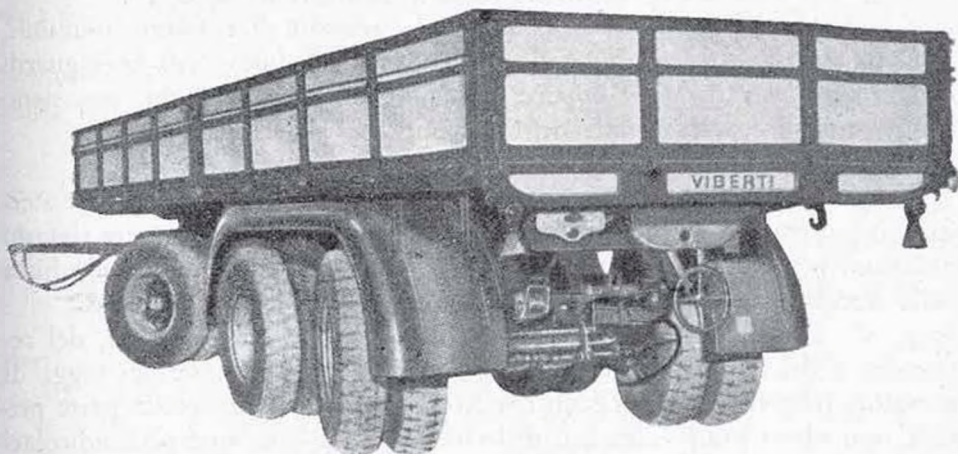


Fig. 12.

Per i rimorchi a volta corretta con esistenza di giochi nel sistema di sterzata, vale invece l'espressione di r data dalla [8] — parte prima —, con le relative considerazioni.

III.

EQUAZIONI DI SERPEGGIAMENTO E FORMULE DI RISONANZA.

EQUAZIONI DI SERPEGGIAMENTO.

Agli effetti dell'entità di serpeggio di un rimorchio, inteso come spostamento laterale di tutto il complesso del rimorchio stesso, o di una parte di esso, dalla direzione della marcia rettilinea (direzione che si è premesso essere perfettamente seguita dal trattore), è importante stabilire delle relazioni che leghino tale serpeggio alla conformazione del piano stradale su cui si muove il rimorchio.

La questione non si sottopone facilmente al calcolo analitico, data la complessità dei fenomeni che portano alla sterzata involontaria delle ruote sterzanti, cause queste che, come si è visto, sono varie e in realtà non agiscono singolarmente, come fin qui supposto.

Pertanto, allo scopo di trovare delle formule che ci diano la possibilità di calcolare in modo approssimato lo scarto laterale del rimorchio, e precisamente del punto centrale dell'assale anteriore o avantreno, del bari-

centro, e del punto centrale dell'assale posteriore o retrotreno, una volta fissato il tipo di ostacolo che le ruote incontrano, faremo le seguenti ipotesi, già fatte in parte precedentemente, e cioè:

- 1° - che l'ostacolo incontri le ruote di una sola fiancata;
- 2° - che l'ostacolo sia una buca di determinate dimensioni misurabili, e che sia esclusa qualsiasi azione di urto da parte della buca stessa nei riguardi delle ruote del rimorchio; oppure, esistendo tali azioni di urto, esse siano completamente assorbite dalla deformazione elastica del pneumatico;
- 3° - che il rimorchio si muova di moto uniforme;
- 4° - che l'angolo di sterzata involontaria sia assunto dalle ruote sterzanti in un tempo così breve da considerarsi nullo, e che, dopo essere rimasto inalterato per un tratto di percorso pari a s_1 (sviluppo interno della buca nella direzione di marcia), ritorni pure istantaneamente a zero;

5° - che infine le traiettorie del punto centrale dell'avantreno, del retrotreno e del baricentro, data la lunghezza piuttosto grande dei raggi di curvatura relativi (per il baricentro vedere la tabella riportata nella parte prima), coincidano con le direzioni delle loro velocità (che sono perpendicolari alle congiungenti dei punti considerati al centro di istantanea rotazione).

Chiameremo infine con ΔA lo spostamento del punto centrale dell'avantreno, con ΔG quello del baricentro e con ΔB infine quello del punto centrale del retrotreno. Eseguiamo inoltre i calcoli distinguendo i rimorchi a un solo asse sterzante da quelli a volta corretta.

RIMORCHI A UN SOLO ASSE STERZANTE.

Dalla figura 7 (parte prima) si vede che:

$$\frac{1}{\operatorname{tg} \beta} - \frac{1}{\operatorname{tg} \beta'} = \frac{p}{2 BO} = \frac{\operatorname{tg} \gamma}{2}$$

e siccome l'angolo è molto piccolo si può porre:

$$[12] \quad \frac{1}{\operatorname{tg} \beta} - \frac{1}{\operatorname{tg} \beta'} = \frac{\gamma}{2}$$

però:

$$\beta = \frac{\pi}{2} - \gamma$$

quindi:

$$\frac{1}{\operatorname{tg} \beta} = \operatorname{tg} \gamma = \gamma$$

Pertanto:

$$\frac{1}{\operatorname{tg} \beta'} = \frac{\gamma}{2}$$

cioè:

$$\beta' = \operatorname{arc} \cotg \frac{\gamma}{2}$$

Perciò sostituendo nell'espressione già vista:

$$FH = s_1 \cos \beta'$$

si avrà l'espressione di ΔG , cioè:

$$[13] \quad \Delta G = s_1 \cos \operatorname{arc} \cotg \frac{\gamma}{2}$$

Sostituendo ora nella [13] ad s_1 e a γ le espressioni date rispettivamente dalla [4] e [4'] della parte prima, si avrà:

$$[13'] \quad \Delta G = \sqrt{s^2 + 4h^2} \cos \operatorname{arc} \cotg \frac{(1-\alpha) \sqrt{s^2 + 4h^2}}{l}$$

Analogamente si deduce lo spostamento ΔA del treno anteriore. Infatti sempre dalla figura n. 7 si vede che:

$$F'H' = \Delta A = s_1 \sin \lambda'$$

ma

$$\lambda' = \frac{\pi}{2} - \beta$$

dove

$$\beta = \frac{\pi}{2} - \gamma$$

cioè

$$\lambda' = \gamma$$

quindi

$$[14] \quad \Delta A = s_1 \sin \gamma$$

ed essendo molto piccolo si può porre:

$$[14'] \quad \Delta A = s_1 \gamma$$

Sostituendo le espressioni di s_1 e di γ si avrà:

$$\Delta A = \sqrt{s^2 + 4h^2} \frac{2(1-\alpha) \sqrt{s^2 + 4h^2}}{l}$$

cioè:

$$[15] \quad \Delta A = \frac{2(1-\alpha) s^2 + 4h^2}{l}$$

ΔB risulta invece zero, valendosi appunto dell'ipotesi che il raggio di curvatura BO (fig. n. 7) della traiettoria descritta sia sufficientemente grande.

Riunendo pertanto le espressioni trovate, avremo quelle che chiameremo *equazioni di serpeggiamento dei rimorchi a un solo asse sterzante*:

$$[16] \quad \begin{cases} \Delta A = \frac{2(1-\alpha) s^2 + 4h^2}{l} \\ \Delta G = \sqrt{s^2 + 4h^2} \cos \operatorname{arc} \cotg \frac{(1-\alpha) \sqrt{s^2 + 4h^2}}{l} \\ \Delta B = 0 \end{cases}$$

RIMORCHI A VOLTA CORRETTA.

Le modalità di calcolo sono le stesse seguite per i rimorchi a un solo asse sterzante. Per i rimorchi a volta corretta sarà però opportuno precisare, come è stato fatto precedentemente, se vi siano o meno giochi nel sistema di comando della sterzata, data la diversa forma di serpeggio nei due casi.

Chiameremo inoltre *serpeggio unilaterale* il serpeggio dovuto allo spostamento del complesso del rimorchio sempre dallo stesso lato della direzione di marcia, e *serpeggio bilaterale* quando detto spostamento avviene invece nei due sensi a cavallo della direzione di marcia. Le [16] esprimono pertanto serpeggio unilaterale.

Fisseremo come positivi gli spostamenti dalla parte dell'ostacolo e negativi invece quelli dalla parte opposta.

ASSENZA DI GIOCHI NEL SISTEMA DI STERZATURA. — Valendosi delle ipotesi semplificative già fatte, si vede dalla figura 13:

$$FH' = \Delta A = s_1 \sin \lambda' = s_1 \cos \rho = s_1 \sin \gamma$$

ed essendo γ molto piccolo si può porre:

$$[17] \quad \Delta A = s_1 \gamma$$

Le equazioni di serpeggiamento saranno pertanto:

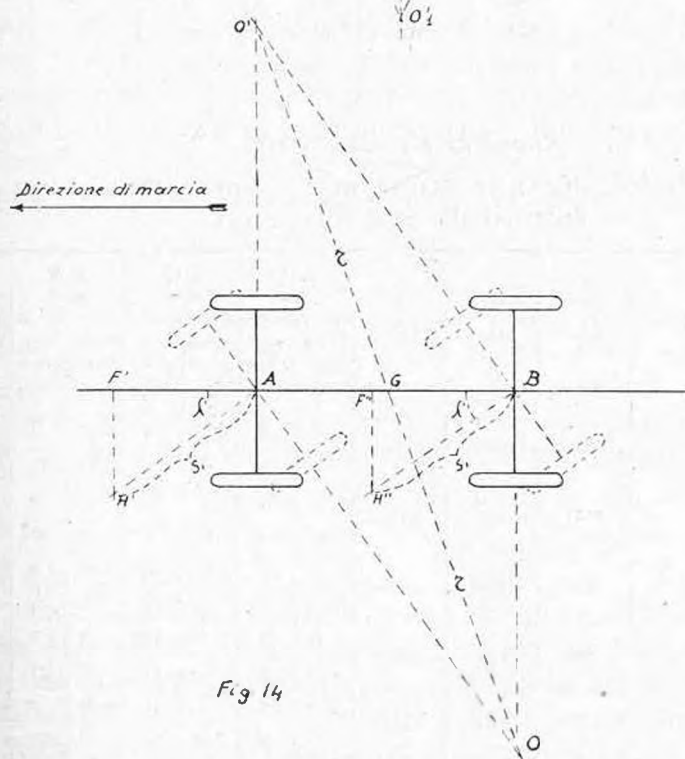
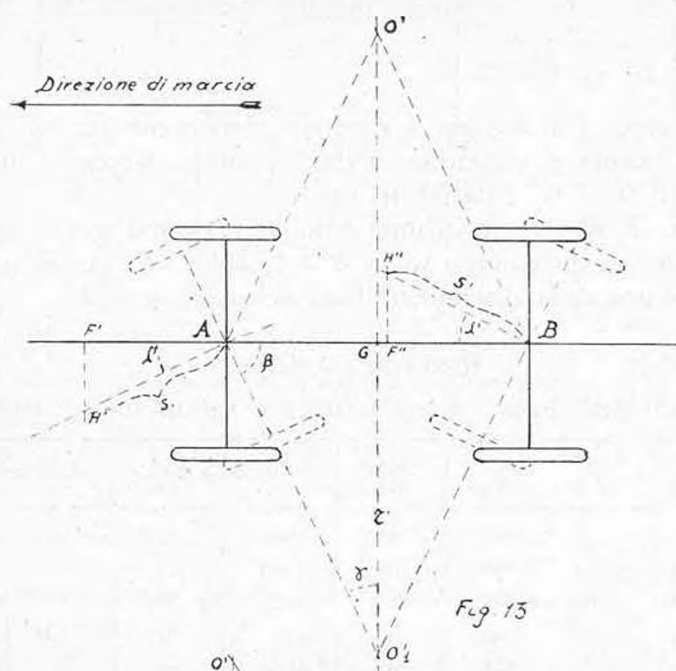
$$[18] \quad \begin{cases} \Delta A = \frac{2(1-\alpha)(s^2 + 4h^2)}{l} \\ \Delta G = 0 \\ \Delta B = \frac{2(1-\alpha)(s^2 + 4h^2)}{l} \end{cases} \quad \text{attorno ad } O'$$

$$[18'] \quad \begin{cases} \Delta A = \frac{2(1-\alpha)(s^2 + 4h^2)}{l} \\ \Delta G = 0 \\ \Delta B = \frac{2(1-\alpha)(s^2 + 4h^2)}{l} \end{cases} \quad \text{attorno ad } O''$$

Le [18] e [18'] rappresentano quindi le equazioni di serpeggiamento per i rimorchi a volta corretta, escludendo l'esistenza di giochi nel sistema di sterzata. Dette equazioni esprimono anche serpeggio bilaterale (simmetrico, perchè $\Delta AI = \Delta BI$).

PRESENZA DI GIOCHI NEL SISTEMA DI STERZATURA. — Sempre con lo stesso sistema di calcolo si trova (fig. n. 14):

$$[19] \quad \left\{ \begin{array}{l} \Delta G = \frac{2(1-\alpha)(s^2 + 4h^2)}{l} \\ \Delta G = \sqrt{s^2 + 4h^2} \cos \arccotg \frac{(1-\alpha)\sqrt{s^2 + 4h^2}}{l} \\ \Delta A = 0 \end{array} \right\} \quad \begin{array}{l} \text{attorno} \\ \text{ad } O \end{array}$$



$$[19'] \quad \left\{ \begin{array}{l} \Delta A = 0 \\ \Delta G = \sqrt{s^2 + 4h^2} \cos \text{arc cotg} \frac{(1-\alpha) \sqrt{s^2 + 4h^2}}{l} \\ \Delta B = \frac{2(1-\alpha)(s^2 + 4h^2)}{l} \end{array} \right\} \begin{array}{l} \text{attorno} \\ \text{ad } O' \end{array}$$

equazioni di serpeggiamento per i rimorchi a volta corretta con presenza di giochi nel sistema di sterzata, e che esprimono serpeggio unilaterale attorno ai punti O ed O' della fig. n. 14.

Allo scopo di riassumere quanto detto, si riportano qui di seguito le sottoindicate tabelle, che danno i valori di ΔA , ΔG e ΔB per alcuni tipi di rimorchi e per una certa determinata buca nel piano stradale.

Rimorchi a ralla.

Elementi della buca $s = 500$ m/m, $s_1 = 540$ m/m, $\alpha = 0,93$

Tipi di rimorchi	Passo m/m	Carreg. m/m	γ rad.	ΔA m/m	ΔG m/m	ΔB m/m
Carenzi - 6,5 C. R. . . .	2600	1650	0,046	24	13	0
Strafurini - unif. pes. . . .	3300	1700	0,0445	24	12	0
Orlandi - Stelvio S. C. . . .	3600	1750	0,0432	23	11	0
Viberti - unif. pes.	3300	1740	0,044	23	11	0
Bertoja - 65 unif.	2600	1550	0,0487	26	13	0
Bertoja - 120 unif.	3500	1710	0,0413	24	12	0

Rimorchi a volta corretta.

Elementi della buca: $s = 500$ m/m $s_1 = 540$ m/m; $\alpha = 0,93$
(riferirsi alle figg. n. 13 e 14).

Tipi di rimorchi	Passo m/m	Carreg. m/m	γ rad.	ΔA m/m		ΔG m/m		ΔB m/m		Ruote sollecitate
				senza gioco	con gioco	senza gioco	con gioco	senza gioco	con gioco	
Viberti m. 4	2700	1650	0,046	25	25	0	12	-25	0	A_1
				-25	0	0	12	25	25	B_1
Viberti m. 5	3500	1650	0,046	25	25	0	12	-25	0	A_1
				-25	0	0	12	25	25	B_1
Viberti m. 6	4300	1650	0,046	25	25	0	12	-25	0	A_1
				-25	0	0	12	25	25	B_1
Viberti RE 1200 . . .	3500	1738	0,0436	23	23	0	11	-23	0	A_1
				-23	0	0	11	23	23	B_1
Viberti RE 1200 . . .	3500	1754	0,0433	23	23	0	11	-22	0	A_1
				-23	0	0	11	22	22	B_1

Il sottoriportato schema dimostrativo degli scarti dà, per i due tipi fondamentali di rimorchi, il senso degli scarti stessi.

SCARTI RIMORCHI		ΔA		ΔG		ΔB	
		R. A.	R. P.	R. A.	R. P.	R. A.	R. P.
A ralla		+	0	+	0	0	0
A volta corretta	s. g.	+	—	0	0	—	+
	c. g.	+	0	+	+	0	+

+ Scarto dalla parte dell'ostacolo; — Scarto dalla parte opposta dell'ostacolo.
 Ruote sollecitate dall'ostacolo: R. A. = ruota anteriore, R. P. = ruota posteriore, entrambe della stessa fiancata;
 s. g. = senza giochi nel sistema di sterzata;
 c. g. = con giochi nel sistema di sterzata.

FORMULE DI RISONANZA.

Un sistema colpito da vibrazioni entra in vibrazione qualora esso stesso sia capace di emetterle.

Così si può enunciare il principio fisico fondamentale del fenomeno della risonanza. Il sistema di sterzata di un rimorchio, qualunque esso sia, può essere sempre considerato un sistema avente un certo grado di elasticità più o meno elevato, a seconda di come è congegnato il sistema stesso, e a seconda del materiale impiegato nella sua costruzione.

Applicando quindi l'equazione generale delle molle, potremo dire che:

$$K = \frac{F}{f}$$

dove K è la rigidità del sistema considerato, rigidità che è direttamente proporzionale alla forza F che sollecita il sistema stesso e alla deformazione elastica f , prodotta dalla predetta forza.

Il sistema di sterzata di un rimorchio, come tutti i sistemi elastici, avrà pertanto una certa frequenza propria di vibrazione data da:

$$[20] \quad \mu_p = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{M}}$$

dove M è la massa del sistema stesso.

Si produrrà il fenomeno della risonanza allorquando le sollecitazioni trasmesse dalle asperità del piano stradale alle ruote sterzanti si faranno risentire con una frequenza pari alla frequenza propria di oscillazione del sistema di sterzata del rimorchio. Nei rimorchi il fenomeno della risonanza è pericoloso perchè può produrre la rottura di qualche elemento del comando della

sterzata, il che porterebbe ad uno sbandamento laterale del rimorchio stesso tale da pregiudicare la sicurezza di marcia dei veicoli che incrociano il complesso trattore-rimorchio, oppure la risonanza può produrre un serpeggio di ampiezza sempre crescente e tale che insorgerebbero ad un certo punto forze centrifughe e coppie d'inerzia che pregiudicherebbero la tenuta di strada del rimorchio. Compito pertanto della presente trattazione sarà quello di esaminare le condizioni principali in cui si verifica la risonanza, onde poterle, se possibile, evitare.

Riferiamoci, come al solito, ai due tipi fondamentali di rimorchi fin qui considerati:

- rimorchi ad un solo asse sterzante;
- rimorchi a volta corretta;

l'angolo di cui sterzano le ruote per effetto delle cause già viste, e che portano alla sterzata involontaria, sia assunto in parte a scapito della deformazione elastica di tutto o parte del sistema di sterzata (come d'altronde si verifica in pratica). La sterzata involontaria delle ruote pertanto avviene a causa dei giochi e della deformazione elastica del sistema di sterzata.

RIMORCHI AD UN SOLO ASSE STERZANTE. — Per semplicità supponiamo sempre che una sola delle ruote sterzanti incontri le asperità del piano stradale, asperità che saranno per ipotesi poste ad una uguale distanza una dall'altra, e tali asperità siano di dimensioni e natura uguali. La frequenza con la quale dette asperità solleciteranno la ruota sterzante, che si considera, sarà:

$$[21] \quad \mu = \frac{v}{i}$$

essendo v la velocità di traslazione del rimorchio. Eguagliando ora la [20] e la [21] si ha l'equazione generale di risonanza per i rimorchi ad un solo asse sterzante:

$$[22] \quad \frac{v}{i} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{M}}$$

In essa, per un dato i , si trova il valore v_c della velocità critica, per la quale cioè si verifica il fenomeno della risonanza, oppure il valore i_c , per una data v , per il quale si verifica il predetto fenomeno.

Cioè:

$$[23] \quad \begin{cases} v_c = \frac{i}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{M}} \\ i_c = 2\pi v \sqrt{\frac{M}{K}} \end{cases}$$

Le [23] rappresentano le formule di risonanza per i rimorchi ad un solo asse sterzante, mediante le quali, noti K ed M , è possibile trovare i valori di v_c ed i_c . I valori di K e di M influiscono in maniera perfettamente opposta su

v_c ed i_c . Sarebbe pertanto difficile evitare la risonanza nel caso di forti velocità o di asperità stradali intervallate in modo piuttosto regolare.

Infatti l'osservazione pratica dà modo di osservare come nei rimorchi ad un solo asse sterzante, che sono quelli che si muovono a velocità maggiori, il fenomeno della risonanza si faccia risentire alquanto frequentemente (avvertito da un pronunciato saltellamento dell'assale sterzante) sebbene subito smorzato o dal cambiamento di velocità, oppure dalla irregolarità con la quale si susseguono le asperità della strada.

RIMORCHI A VOLTA CORRETTA. — L'esame delle condizioni di risonanza nei rimorchi a volta corretta è alquanto più laborioso sia per il sistema di sterzata, che risulta più complicato, sia per la presenza di due assi sterzanti. Allo scopo di semplificare i calcoli dovremo pertanto dividere in due parti il sistema di sterzata, distinguendo il complesso che provvede alla sterzata dell'assale anteriore, e dando ad esso una rigidità K' ed una massa M' , dal complesso che provvede alla sterzata dell'assale posteriore, con rigidità K'' e massa M'' . Supponiamo inoltre, per semplicità, che le deformazioni elastiche del primo complesso non influiscano sulle deformazioni elastiche del secondo complesso.

Pertanto le due relative frequenze proprie di vibrazione saranno:

$$[24] \quad \nu' = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{M}}$$

$$[24'] \quad \nu'' = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K'}{M'}}$$

Analogamente ai rimorchi a ralla si avrà:

$$[25] \quad \left\{ \begin{array}{l} \nu'_c = \frac{i}{2\pi} \sqrt{\frac{K'}{M'}} \\ \nu''_c = \frac{i}{2\pi} \sqrt{\frac{K''}{M''}} \end{array} \right.$$

$$[26] \quad \left\{ \begin{array}{l} i'_c = 2\pi\nu \sqrt{\frac{M'}{K'}} \\ i''_c = 2\pi\nu \sqrt{\frac{M''}{K''}} \end{array} \right.$$

che rappresentano le *formule di risonanza dei rimorchi a volta corretta*.

Ma la risonanza nei rimorchi a volta corretta rappresenta un pericolo maggiore quando tutto il complesso del sistema di sterzata entra in risonanza.

Eguagliando le [25] fra loro si ottiene:

$$[27] \quad \frac{K'}{K''} = \frac{M'}{M''}$$

Si noti che lo stesso risultato si ottiene se si eguagliano fra loro le [26].

Cioè, il complesso del sistema di sterzata di un rimorchio a volta corretta può entrare in risonanza allorché il rapporto delle rigidità delle due parti fondamentali del predetto sistema (comando dell'assale anteriore e comando dell'assale posteriore) è uguale al rapporto delle rispettive masse.

Conclusione logica quindi è quella di evitare, nella costruzione, le condizioni date dalla [27]. Comunque, come per i rimorchi ad un solo asse sterzante, rimangono le espressioni [25] e [26] che ci dicono come non sia facile evitare sempre il fenomeno della risonanza.

CONCLUSIONE.

Nella trattazione fin qui eseguita si è supposta contenuta nel piano verticale della marcia rettilinea la traiettoria descritta dal baricentro del veicolo trattore, mentre le sole ruote della stessa fiancata del carro rimorchiato erano sollecitate dalle asperità del piano stradale. L'ipotesi si discosta alquanto dalla realtà, poichè le asperità della strada non incontrano mai, evidentemente, soltanto le ruote della stessa fiancata. Comunque, riferendoci alle sole ruote sterzanti, queste vengono *tutte* sollecitate dalle asperità stradali e in modo alquanto disordinato. Però si può con certezza ammettere che il moto serpeggiante esista sempre, seppure in maniera più o meno evidente, poichè le asperità della strada non agiranno mai contemporaneamente e nella stessa misura sulle ruote sterzanti.

E' convinzione di alcuni che il moto di serpeggio dei rimorchi sia dovuto esclusivamente ai sobbalzi del gancio di traino del trattore (sobbalzi che non avvengono quasi mai lungo la verticale, ma lungo curve che si avvicinano ad archi di cerchio). Però, data l'esistenza di un gioco fra gancio di traino e occhio del timone, e data anche l'esistenza di giochi nei vari accoppiamenti della tiranteria di sterzo, lo spostamento trasversale del gancio di traino, conseguente ai sobbalzi del trattore, non è mai di entità così forte da superare, sempre nella marcia rettilinea, il complesso di tali giochi.

Comunque, il moto di un carro rimorchiato, come già più volte detto in precedenza, riferendosi alle reali condizioni della strada è turbato in maniera più o meno forte da un movimento serpeggiante, che, se mantenuto in limiti opportuni, non dà alcun disturbo alla marcia del rimorchio e può anche riuscire inavvertito all'occhio di un osservatore poco attento. Però, dato che il moto di serpeggio può esaltarsi all'aumentare della velocità di traslazione e in ispecie per effetto della risonanza, i problemi che sorgono alle alte velocità, specialmente per i rimorchi a volta corretta, possono essere seri e non facilmente risolvibili dato il probabile insorgere, fra l'altro, di forze centrifughe e coppie di inerzia tali da non essere compatibili con l'aderenza trasversale del rimorchio.

IL CONSUMO DEL COMBUSTIBILE NELL'IMPIEGO DEGLI AUTOVEICOLI MILITARI

Cap. autom. Carlo Mauthe

PREMESSA.

Il problema dei combustibili liquidi derivati dal petrolio, ivi compresi quelli per motori da autotrazione, interessa in modo particolare l'Italia che, per la scarsa esistenza di petrolio greggio e carboni fossili nel suo sottosuolo, è costretta a ricorrere ad altre nazioni, ponendo così un grave peso sul piatto delle importazioni della bilancia degli scambi con l'estero.

Il problema appare in tutta la sua gravità quando si consideri che l'Italia produce solo il 4 % dei combustibili liquidi necessari al suo fabbisogno del tempo di pace.

Lo Stato italiano, tassando i veicoli in base alla loro cilindrata anziché in base alla loro potenza effettiva, ha fatto orientare le costruzioni automobilistiche nazionali verso autoveicoli utilitari che, pur non avendo grandi potenze installate a bordo, forniscono brillanti prestazioni grazie ad un elevato regime di rotazione e ad un appropriato numero di marce.

Esaminiamo rapidamente i fattori costruttivi che determinano od influenzano sul minor consumo di combustibile e precisamente:

1° - Il consumo specifico del motore che, come noto, indica il consumo in grammi per Cv/h.

Per la benzina esso è legato al rendimento complessivo η_c dalla seguente relazione:

$$C_s = \frac{60,5}{\eta_c}$$

il consumo specifico diminuisce all'aumentare del rendimento complessivo.

Per ottenere un elevato rendimento complessivo è necessario attuare le migliori soluzioni possibili per avere elevati tutti i rendimenti ed in particolare:

- a) il rendimento termodinamico, aumentando il rapporto di compressione entro determinati limiti;
- b) il rendimento indicato, costruendo camere di combustione che realizzino posizioni ideali sia per le valvole che per le candele o per gli iniettori;
- c) il rendimento volumetrico, realizzando diffusori, condotti, valvole

che consentano elevate velocità medie ai gas in modo da ottenere un buon riempimento dei cilindri;

d) il rendimento meccanico, riducendo al minimo gli attriti degli organi del manovellismo e di tutti gli organi ausiliari del motore come: pompa dell'acqua, ventilatore, magnete o pompa di iniezione, organi della distribuzione ecc..

2° - *Gli organi della trasmissione* che devono essere realizzati in modo da ottenere:

a) rapporti che realizzino una successione di marce che consenta di utilizzare al massimo le caratteristiche di potenza e di elasticità del motore;

b) ingranaggi a dentatura elicoidale che, per il minimo attrito che tra essi si manifesta, realizzino un elevato rendimento di trasmissione. (Grandi progressi sono stati realizzati in questo campo, difatti, il valore del rendimento della trasmissione, che, in presa diretta con ingranaggi del cambio cilindrici era di 0,85, è oggi, nell'autocarro Lancia Esatau, di 0,96).

Gli ingranaggi a dentatura elicoidale realizzano inoltre un minore ingombro che si traduce in minori forze di inerzia che si manifestano nelle variazioni di velocità.

3° - *Sospensioni ed ammortizzatori* che devono realizzare caratteristiche tali da consentire elevate pressioni di gonfiaggio in modo da avere bassi coefficienti di rotolamento.

4° - *Carrozzerie*. Devono avere basso coefficiente di forma ed una sezione maestra di piccola superficie in modo da incontrare una minore resistenza nell'aria.

La tecnica italiana veramente geniale nel campo automobilistico ha raggiunto i seguenti limiti:

per gli autocarri pesanti:

- minimo consumo specifico a piena ammissione g. 173 a 1400 giri autocarro Lancia Esatau;
- rendimento della trasmissione in presa diretta 0,96 autocarro Lancia Esatau;
- rendimento della trasmissione in altre marce 0,92 autocarro Lancia Esatau;
- coefficiente di rotolamento 15 kg. per tonn. autocarro Fiat 680;
- coefficiente di forma 0,50 autocarro Lancia Esatau;
- superficie frontale mq. 5,7 autocarro Lancia Esatau.

per autovetture:

- minimo consumo specifico a piena ammissione g. 240 a 3000 giri autovettura Lancia Aprilia;

— rendimento della trasmissione in presa diretta 0,93 autovettura Fiat 1100 E;

— rendimento della trasmissione in altre marce 0,88 autovettura Fiat 1100 E;

— coefficiente di rotolamento 18 kg./tonn. autovettura Lancia Aprilia;

— coefficiente di forma 0,363 autovettura Lancia Aprilia;

— superficie frontale mq. 1,762 autovettura Lancia Aprilia.

Questi fattori, di cui abbiamo indicato i limiti « optimum » finora raggiunti dalle case costruttrici, consentono agli autoveicoli italiani di realizzare bassissimi consumi per chilometro.

Su essi ovviamente noi non possiamo influire.

Esaminiamo ora quali sono le cause che determinano un maggior consumo-chilometro nell'impiego degli autoveicoli e cioè:

— guida irrazionale,

— qualità del combustibile e del lubrificante impiegato,

— manutenzione insufficiente.

A) GUIDA IRRAZIONALE.

1° - *Velocità eccessiva.*

Un veicolo che marcia su strada rettilinea orizzontale incontra delle resistenze che sono indicate nella seguente espressione:

$$R = P \cdot r + K \Omega V^2 + \frac{P}{g} \cdot \frac{dv}{dt}$$

dove:

P = peso del veicolo.

r = coefficiente di rotolamento che possiamo considerare costante per ogni tipo di macchina in limiti di velocità abbastanza grandi.

K = $\frac{1}{100}$ del coefficiente di forma; esso tiene conto della sagoma del veicolo, delle sue sporgenze e della levigatezza della sua superficie.

Ω = superficie della sezione maestra in m^2 .

V = velocità di traslazione, in km/h.

$\frac{P}{g}$ = massa del veicolo.

φ = coefficiente di correzione che tiene conto delle masse del veicolo dotate di moto rotatorio.

$\frac{dv}{dt}$ = accelerazione cioè $\frac{\text{incremento di velocità}}{\text{l'intervallo di tempo}}$

$P \cdot r$ ci dà la resistenza al rotolamento.

$K \Omega V^2$ ci dà la resistenza che oppone l'aria all'avanzamento del veicolo.

$\frac{P}{g} \mp \frac{dv}{dt}$ ci dà la resistenza di inerzia del veicolo e delle sue masse dotate di movimento rotatorio.

La potenza necessaria alle ruote per far marciare un autoveicolo ad una determinata velocità è data dalla:

$$N = \frac{F V}{270}$$

dove F , forza trattiva, è uguale ad R forza resistente.

Non considerando la resistenza di inerzia, che marciando a velocità costante non si manifesta, e sviluppando la relazione sopracitata si ha:

$$N = \frac{Pr + K \Omega V^2}{270} \quad V = \frac{Pr}{270} \quad V + \frac{K \Omega V^2}{270} \quad V$$

Raggruppando le costanti del 2° termine $\left(\frac{K \Omega}{270} = C\right)$ si ha:

$$N = \frac{Pr}{270} V + C \times V^3.$$

Per vincere la resistenza al rotolamento occorre una potenza alle ruote funzione lineare della velocità, mentre, per vincere la resistenza dell'aria è necessaria una potenza funzione del cubo della velocità.

Esaminiamo il grafico delle prestazioni (fig. 1) ed il grafico delle curve caratteristiche (fig. 2) di una vettura Lancia Aprilia.

La resistenza dell'aria a 80 km/h assorbe 9 Cv alle ruote; a 100 km/h ne assorbe 17; a 120 km/h ne assorbe 32.

Mentre per vincere la resistenza dell'aria, marciando a 100 km/h necessitano alle ruote 8 Cv in più di quelli occorrenti per marciare a 80 km/h, per marciare a 120 km/h, pur essendo uguale l'aumento di velocità, essendo esso racchiuso tra limiti più grandi, sono necessari ben 15 Cv in più.

Calcolando il consumo si ha che per coprire 120 km. di percorso sono necessari:

- 12 kg. di benzina marciando per 1 h a 120 km/h con $C_s = g. 260$;
- 8 kg. marciando a 80 km/h per 1,30 h con $C_s = g. 270$.

Concludendo: la velocità eccessiva provoca un forte aumento nel consumo del combustibile perchè occorrono molti cavalli per realizzare velocità elevate.

Mentre per le autovetture il maggior consumo si traduce, seppure in modo antieconomico in maggior velocità, questo non avviene per gli autocarri dove, come vedremo, una guida irrazionale, pur provocando maggiori consumi dovuti alla richiesta di tutta la potenza di cui il motore dispone, potenza non sempre tutta necessaria per vincere, ad una determinata velocità, le resistenze che il veicolo incontra, non ottiene velocità superiori ai limiti massimi fissati dalle case costruttrici.

Infatti, gli autocarri essendo destinati a trasportare pesi considerevoli su percorsi ad andamento vario sono costruiti in modo tale da poter superare,

AUTOVETTURA LANCIA APRILIA

DIAGRAMMA DELLE PRESTAZIONI

Peso totale kg. 1320 - $r = 0.018$

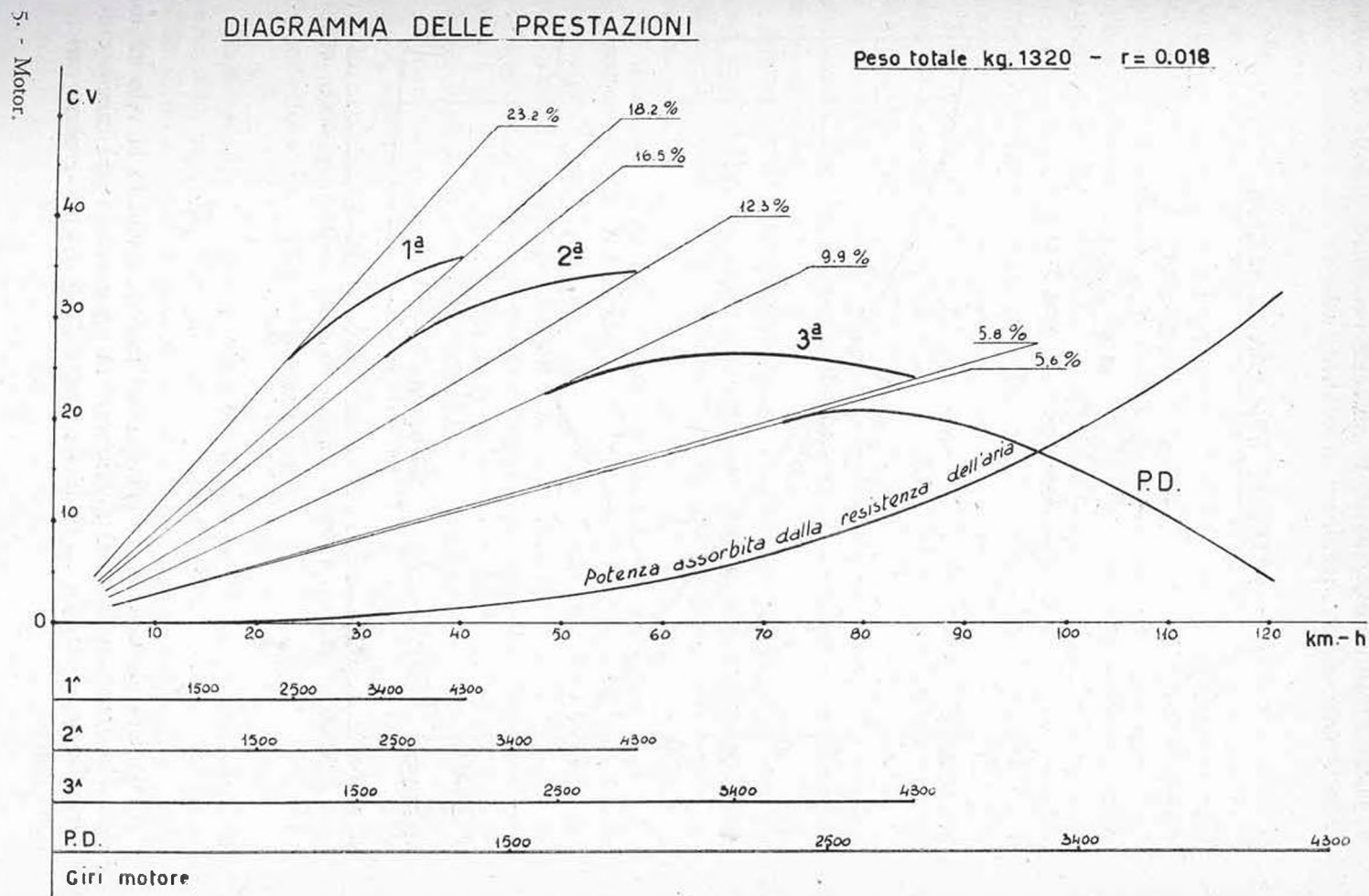


Fig. 1.

a velocità relativamente basse, le massime pendenze stradali ed a velocità relativamente elevate, pendenze di modesto valore.

MOTORE PER LANCIA APRILIA

Corsa	mm. 85
Cilindri	n° 4
Cilindrata	cm ³ 1485
Alesaggio	mm. 74.61

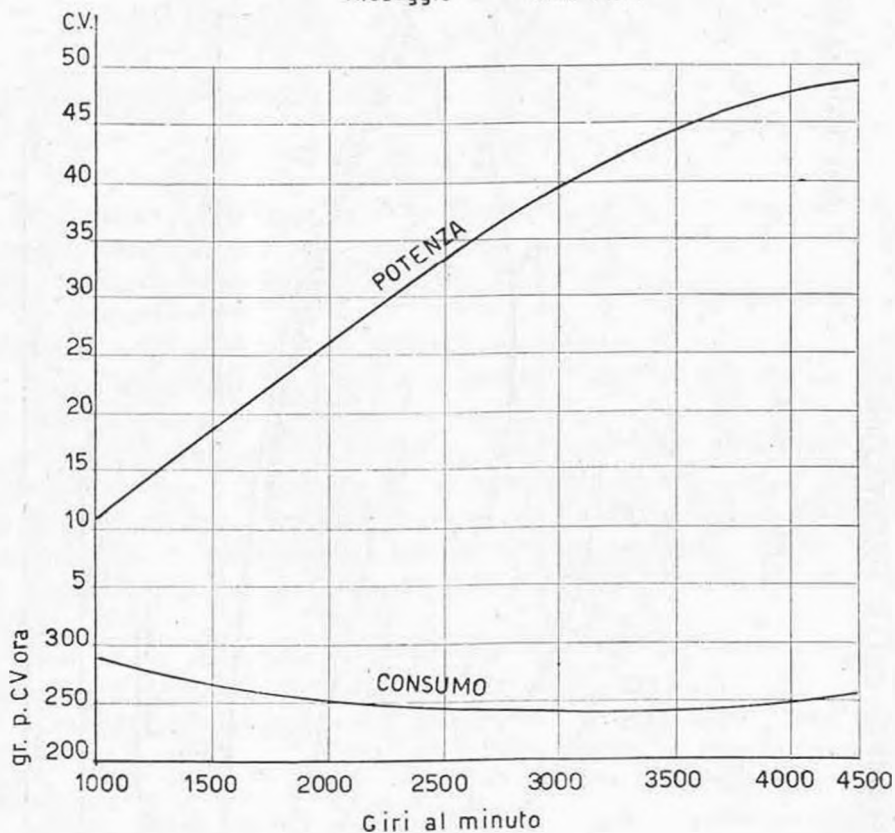


Fig. 2.

Mantenendo costante la potenza del motore installato la velocità massima che l'autoveicolo potrà raggiungere in presa diretta sarà funzione della pendenza massima che si vuole sia superata dal veicolo a pieno carico in detta marcia.

Alla massima velocità di traslazione in presa diretta corrisponderà il regime massimo a cui il motore potrà essere impiegato, regime che, a piena ammissione, dà la massima potenza.

Marciando a piena ammissione in presa diretta su pendenza inferiore alla massima calcolata o con veicolo non a pieno carico, l'autoveicolo tende ad accelerare il suo moto e così facendo, se non vi fosse il regolatore di velocità, uscirebbe dalla zona di impiego del motore ottenendo aumenti di velocità con enorme consumo di combustibile e rapida usura del motore.

Il regolatore di velocità limita l'impiego del motore fino alla sua massima potenza, che, come vedremo da un grafico, non è tutta necessaria per marciare su strade pianeggianti alla massima velocità per cui, guidando irrazionalmente, avremo un maggior consumo che non si traduce in aumento di velocità.

Esaminiamo il grafico delle prestazioni (fig. 3) riferite all'automezzo isolato ed a pieno carico, ed il grafico delle curve caratteristiche (fig. 4) dell'autocarro Lancia Esatau.

Per marciare su strada piana a 60 km/h in presa diretta è necessario che il motore giri a 2000 giri al minuto primo. I cavalli occorrenti alle ruote sono 73 al motore 76.

A 2000 giri l'Esatau fornisce 122 Cv a piena mandata mentre, come abbiamo visto, sempre a 2000 giri, ne occorrono solo 76, sarà quindi necessario ridurre adeguatamente la mandata per avere la potenza strettamente necessaria.

Se il conduttore marcerà a piena mandata, il veicolo utilizzerà la maggiore potenza erogata per accelerare il suo moto fino a raggiungere il limite massimo per il quale è stato tarato il regolatore di velocità che, intervenendo, neutralizzerà la mandata voluta dal conduttore, facendo decelerare il veicolo.

Raggiunto il limite inferiore di stabilità del regolatore l'alimentazione ritornerà ad essere effettuata secondo la dosatura fissata dal conduttore riportando rapidamente il veicolo alla velocità massima.

Rimanendo invariata la posizione dell'acceleratore il ciclo si ripete innumerevoli volte.

Tale sistema di condotta porta ad eccessivi consumi dovuti alla grande potenza che viene irrazionalmente sciupata per ripristinare la velocità perduta per effetto del regolatore di velocità.

Riepilogando: Il maggior consumo di combustibile per una guida irrazionale si ha quindi in entrambi i casi, ma mentre per le autovetture esso si traduce in un aumento di velocità per gli autocarri questo non avviene.

Per rilevare quale sia la velocità di marcia più economica per un autocarro azionato da motore ad iniezione ci riferiamo ad un grafico (fig. 5), ricavato sperimentalmente, riportante i consumi di un autocarro Lancia Esatau.

AUTOCARRO LANCIA ESATAU

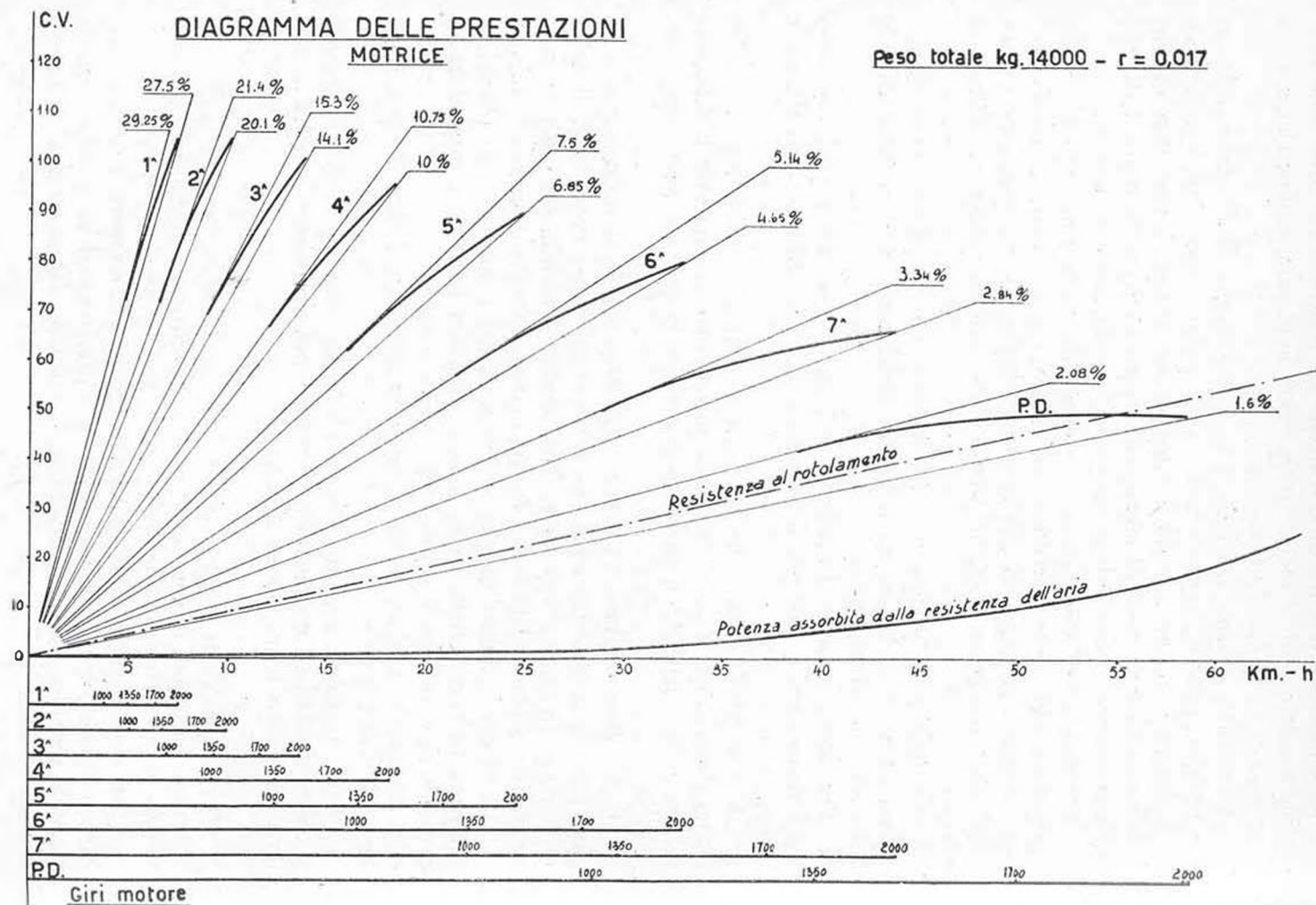
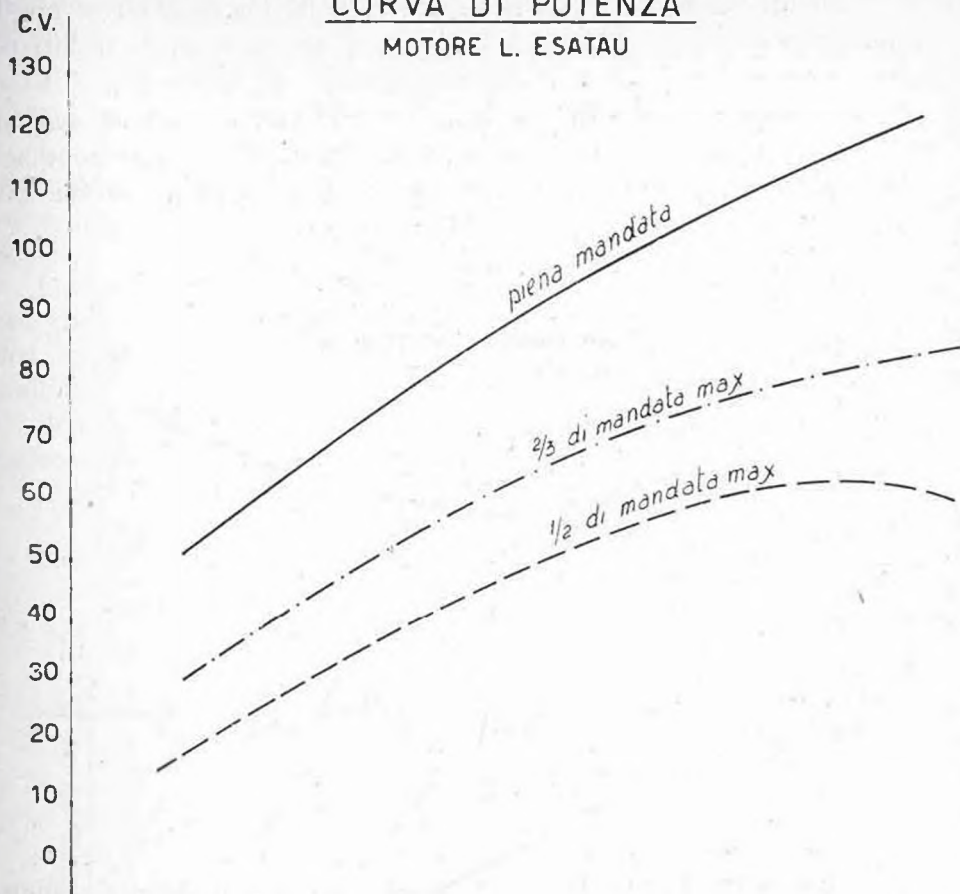


Fig. 3.

CURVA DI POTENZA

MOTORE L. ESATAU



CONSUMI

Gr-C.V.h

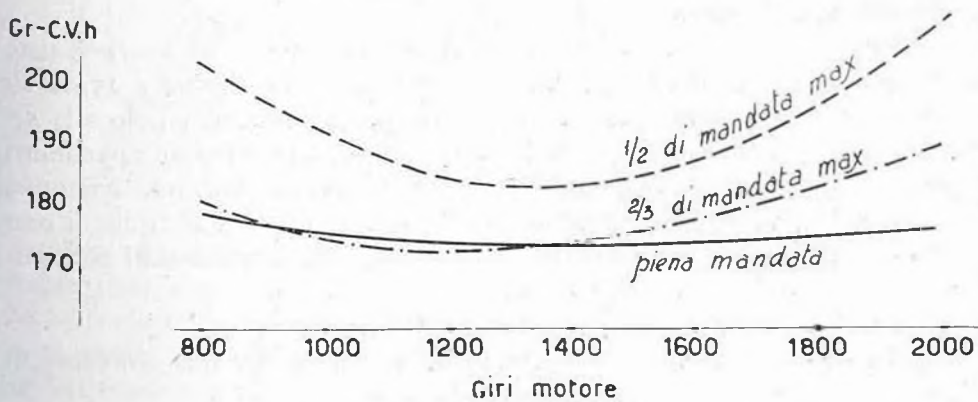


Fig. 4.

Il minor consumo, 14 litri per 100 km. si ha marciando a 30 km/h, mentre, alla massima velocità, 60 km/h, si ha un consumo di 21 litri per ogni 100 km.

Ciò è dovuto al fatto che per marciare a 60 km/h occorrono, tenendo conto del rendimento della trasmissione, 76 Cv, mentre ne occorrono solo 30 per marciare a 30 km/h; il C_s specifico, è all'incirca uguale nei due casi.

AUTOCARRO LANCIA ESATAU

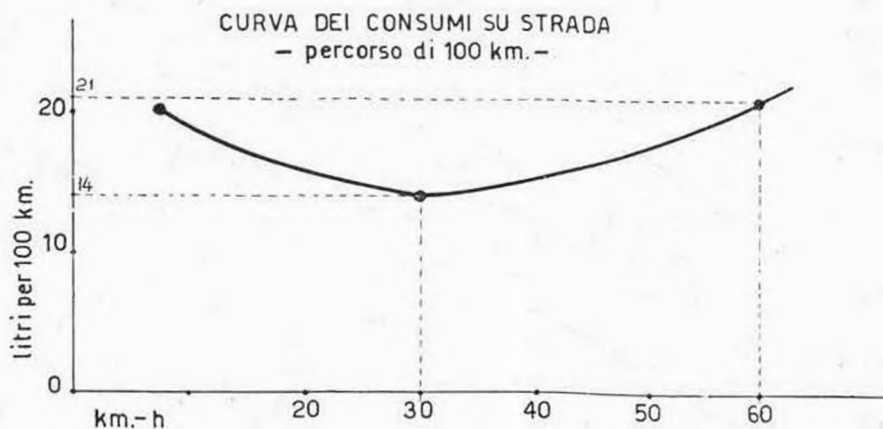


Fig. 5.

Bisogna tener presente inoltre che l'andamento altimetrico e planimetrico delle nostre strade, la loro larghezza, le condizioni del traffico non consentendo di mantenere costantemente per lunghi tratti elevate velocità costringono a rallentare ed a riacceierare l'andatura ed ogni accelerazione richiede Cv per vincere l'inerzia del veicolo e per riportarlo alla velocità che precedentemente aveva.

Riferendoci ancora all'autocarro Esatau che marcia a 60 km/h è stato rilevato che, dopo una brusca frenata (riduzione della velocità a 15/20 all'ora) per la successiva accelerata necessaria per riportare il veicolo alla velocità che in precedenza aveva si ha un consumo suppletivo di 14 centilitri per cui, se l'operazione si dovesse ripetere ad ogni chilometro, avremmo, in 100 km., un consumo suppletivo di 14 litri che, aggiunti ai 21 che si consumano per marciare a 60 km/h, diventano 35 contro 14 necessari per marciare a 30 km/h.

La velocità media nei due casi è di poco differente.

Risulta evidente, da quanto detto che, per realizzare una economia di combustibile, bisogna marciare a velocità basse.

2° - Irrazionale uso del cambio.

Il cambio di velocità ha la funzione di sopperire alla scarsa elasticità dei motori a c. i. e cioè alla scarsa capacità che questi motori hanno a trasformare in forza quello che perdono in velocità e viceversa.

E' evidente che una guida corretta richiede un razionale e tempestivo uso del cambio in modo che vi sia sempre il voluto equilibrio tra forza resistente (ivi compresa quella occorrente ad accelerare il veicolo se richiesta) e la forza motrice.

Insistere a marciare a piena mandata con una marcia più bassa su percorsi che consentono l'impiego della marcia superiore significa per gli autocarri, impiegare un maggior numero di cavalli e quindi bruciare più combustibile.

Rendiamoci conto di quanto detto esaminando un grafico delle prestazioni, ad esempio quello dell'autocarro Lancia Esatau (fig. 3).

Curve caratteristiche di un motore a combustione interna

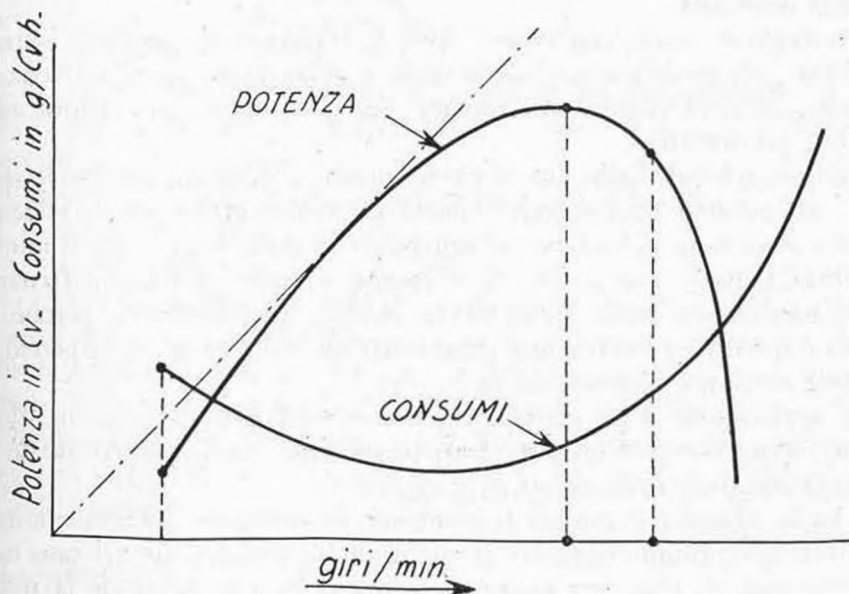


Fig. 6.

Per superare una pendenza del 4,65 % è possibile usare la VI velocità impiegando, per il solo superamento della pendenza, a 33 km/h, 80 Cv. Se la pendenza dovesse diminuire, supponiamo al 3,34 %, avremo una minore resistenza al movimento per cui detta pendenza potrà essere superata in VII velocità, sempre a 33 km/h, con soli 55 Cv..

Se invece insisteremo a marciare in VI velocità avremo che i 25 Cv che il motore realizza in più di quelli necessari saranno dissipati per l'intervento del regolatore di velocità per lo stesso motivo esposto in precedenza.

Per le autovetture, azionate da motori non dotati di regolatori di velocità, il marciare con una marcia bassa, a piena mandata, su una pendenza che consente l'uso della marcia più alta provoca il superamento del limite massimo di utilizzazione del motore ed il raggiungimento (se possibile) del regime di rotazione che dà, in fase di potenza decrescente con il crescere del numero dei giri, la potenza strettamente necessaria per realizzare il necessario equilibrio tra la potenza motrice e la potenza resistente.

In queste condizioni il consumo specifico aumenta enormemente e la vita del motore è seriamente compromessa.

Il grafico delle curve caratteristiche del motore a combustione interna dimostra ciò con estrema chiarezza (fig. 6).

3° - Irrazionale uso dell'acceleratore.

Su strade piane o con leggerissima pendenza si deve, come è stato già visto, ridurre l'ammissione per ottenere ad una data velocità soltanto la potenza necessaria.

Il modo di usare l'acceleratore, ossia la variazione di pressione esercitata su di esso, e il modo con cui l'acceleratore si abbandona, hanno influenza sul consumo di combustibile, specialmente negli automezzi con motore ad accensione per scintilla.

Infatti, abbandonando l'acceleratore, rimane in funzione soltanto lo spruzzatore del minimo. Se il veicolo è lanciato, il motore gira a grande velocità, e perciò l'aspirazione della benzina, benchè sia in funzione soltanto il minimo, è notevole: questo accade tutte le volte che si vuole rallentare o frenare.

L'applicazione della ruota libera riduce l'inconveniente, perchè con questo dispositivo il motore non viene trascinato dalle ruote; si ha perciò una sensibile economia di combustibile.

L'applicazione della ruota libera non è stata generalizzata, in quanto questo sistema favorisce gli slittamenti laterali nelle curve quando queste non vengono effettuate sotto sforzo di trazione.

Anche quando si cambia bruscamente la pressione sull'acceleratore, si può avere un consumo eccessivo di combustibile, specialmente nel caso in cui il carburatore sia provvisto di pompetta per la ripresa che rende la miscela molto ricca, spesso oltre i limiti per i quali la combustione si può considerare buona. Le riprese rapide inoltre, per il notevole valore delle forze di inerzia, determinano una maggiore richiesta di forza motrice, e quindi ancora un maggiore consumo di combustibile, data l'impossibilità di sfruttare razionalmente la combustione. Conviene quindi, per le ragioni esposte, tanto nel caso dell'abbandono, quanto nel caso della variazione di pressione sull'acceleratore, agire gradualmente, e non bruscamente, sull'acceleratore.

Per i motori ad accensione spontanea risulta conveniente, per decelerare, staccare rapidamente l'acceleratore in modo da avere subito la mandata del « minimo »; l'accelerazione deve essere graduale per evitare che una eccessiva mandata, provocando una combustione incompleta, sia causa di maggior consumo di combustibile.

4° - *Irrazionale uso dell'anticipo di accensione o di iniezione.*

Il ritardo, o l'anticipo di accensione o di iniezione provoca, per l'anormale andamento della combustione l'abbassamento del η termodinamico che, incidendo sul η complessivo, provoca di conseguenza un maggior consumo di combustibile.

B) IMPIEGO DI COMBUSTIBILI E LUBRIFICANTI CHE NON RISPONDONO AI REQUISITI VOLUTI.

1° - *Combustibili.*

a) Per le benzine: se il N. O. è minore di quello previsto per le benzine per le quali il motore è stato costruito, si ha un funzionamento anormale del motore che marcia in regime di detonazione.

Per i gasoli: più basso è il numero di cetene più difficile è la combustione nel motore Diesel data la poca accendibilità del combustibile.

b) L'andamento della curva di distillazione della benzina ha influenza particolare sul consumo.

E' noto che una benzina per autotrazione deve consentire:

— facile avviamento a freddo,

— ottime riprese,

— una buona omogeneità della miscela a regime di normale impiego, ed inoltre non deve diluire il velo d'olio delle canne dei cilindri.

Se la benzina impiegata non ha le suddette caratteristiche, avremo un maggior consumo dovuto alle diminuite possibilità della benzina di rispondere, nella costituzione della miscela, ad uno dei requisiti sopra detti.

c) Una certa influenza sul consumo ha pure il peso specifico della benzina e del gasolio.

2° - *Lubrificanti.*

a) I lubrificanti dotati di una eccessiva viscosità (oli densi, densissimi) se impiegati in stagione invernale o in zone non eccessivamente calde provocano un maggior consumo dovuto al fatto che il loro attrito interno richiede un maggiore numero di cavalli per essere vinto.

b) I lubrificanti che alle elevate temperature di esercizio (vedi parte superiore del cilindro) evaporano e bruciano sono causa di maggior consumo di combustibile in quanto provocano delle perturbazioni nell'andamento della

combustione ed inoltre i residui carboniosi che si formano danno luogo ad una serie di disturbi (come autoaccensione, battiti anormali per detonazione dovuta al diminuito volume delle camere di combustione) che provocano un ulteriore aumento di consumo di combustibile.

Dopo aver esaminato i fattori costruttivi che determinano o influiscono sul consumo di combustibile, dopo aver viste quali sono i fattori che determinano un maggior consumo sia per una guida irrazionale che per l'impiego di combustibili e lubrificanti non aventi tutte le caratteristiche necessarie ci resta da esaminare, e lo faremo rapidamente, quali sono gli inconvenienti più comuni, che, non eliminati da una buona manutenzione o da una pronta riparazione, provocano un maggior consumo di combustibile.

C) MANUTENZIONE INSUFFICIENTE.

1° - *Manomissione del regolatore di velocità.*

L'alterazione della taratura del regolatore di velocità porta sempre ad avere maggiori consumi di combustibile. Difatti:

a) se il regolatore viene tarato in difetto il motore non potendo raggiungere il massimo dei giri previsti erogherà meno potenza; le prestazioni dell'autoveicolo risulteranno tutte inferiori alle previste con maggior consumo chilometro;

b) se il regolatore viene tarato in eccesso si avrà un maggior consumo dovuto al fatto che il motore, in alcuni casi, funzionerà nel campo di « potenza decrescente con numero dei giri crescenti » (fig. 6).

2° - *Perdite di compressione dovute a:*

- bulloni della testa lenti;
- valvole che sfatano;
- punterie sregolate;
- fasce elastiche logore;
- irregolare fase della distribuzione.

Tutte queste cause provocano maggior consumo di combustibile perchè esse, riducendo il rapporto di compressione (ε), abbassano il rendimento termodinamico del motore che, come noto, per i motori ad accensione per scintilla è dato dalla seguente relazione:

$$\eta_t = 1 - \frac{1}{\phi K - 1}$$

3° - *Cattiva carburazione dovuta a:*

- livello della vaschetta irregolare per cattiva chiusura dello spillo;
- galleggiante appesantito;
- collettore aspirazione non fissato al motore a tenuta di gas;

- carburatore non fissato al collettore di aspirazione a tenuta di gas;
- ugelli di calibratura diversa da quella prescritta o mal tarati;
- cattiva regolazione del minimo.

Questi inconvenienti provocano delle alterazioni nella dosatura della miscela; la miscela introdotta nel motore sarà, a seconda dei casi grassa o magra e, in entrambi i casi, si avrà un maggior consumo di combustibile dovuto ad imperfetta combustione.

4° - *Cattiva accensione dovuta:*

- nei motori ad accensione per scintilla a:
 - irregolare fase di accensione;
 - scintille irregolari per cattivi contatti della spazzola rotante sulla calotta di distribuzione;
 - insufficiente contatto dei carboni spazzola;
 - uso di candele non adatte (più o meno calde o più o meno fredde);
 - irregolare distanza delle puntine platinatate del ruttore;
 - eccessiva usura delle puntine platinatate;
 - irregolare distanza tra gli elettrodi delle candele;
- nei motori ad iniezione per:
 - staratura degli iniettori;
 - staratura della pompa di iniezione;
 - eccessiva usura dei pompanti;
 - irregolare messa in fase della pompa con il motore.

Tutte queste anomalie. provocano maggior consumo di combustibile dovuto o alla mancanza assoluta di accensione in qualche cilindro, o all'eccessivo anticipo o ritardo di accensione, o ad imperfetta combustione.

5° - *Avviamento elettrico.*

Se inefficiente costringe a tenere in moto il motore anche nelle lunghe soste.

6° - *Ruote e gomme per:*

- cadenza e convergenza irregolare;
- dischi svergolati;
- pressione di gonfiaggio irregolare.

7° - *Organi della trasmissione per:*

- insufficiente lubrificazione;
- cattiva regolazione;
- eccessiva usura;
- alberi scontrati.

Anche questi inconvenienti si ripercuotono negativamente sul consumo di combustibile. Difatti:

— non è possibile utilizzare in pieno tutte le possibilità del veicolo dato il cattivo funzionamento dei vari organi;

— il maggiore lavoro di attrito che si manifesta tra ruote e terreno o tra i vari organi ha bisogno, per essere vinto, di un lavoro motore maggiore del previsto.

Non diremo del maggior consumo del combustibile che le riparazioni e le revisioni mal eseguite portano negli autoveicoli.

CONCLUSIONE.

Da quanto detto nel corso di questo articolo risulta evidente come sia possibile ottenere presso i reparti che impiegano autoveicoli, consumi di combustibile poco discosti da quelli fissati per ogni tipo di autoveicolo solo se:

a) si sarà effettuata un'efficace azione morale che induca i conduttori a frenare l'istinto velocistico, istinto proprio di chi, per la giovane età, ha uno scarso senso di responsabilità;

b) si sarà effettuato un addestramento completo per i conduttori; le maggiori spese che un addestramento più completo richiede saranno largamente recuperate perchè si avranno:

— minor consumo di combustibile nel normale impiego degli autoveicoli;

— minor logorìo e minori avarie dei mezzi;

— un minor numero di incidenti stradali;

c) sarà possibile avere gli autoveicoli in perfette condizioni di efficienza.

Proprio su quest'ultimo punto è possibile ottenere ancora molto perfezionando le capacità tecniche dei conduttori ed insegnando loro che gli automezzi sono come gli esseri umani: danno finchè possono, ma danno solo per quello che possono e per quello che hanno avuto.

ALCUNI PARTICOLARI COSTRUTTIVI NEI MOTORI DI FABBRICAZIONE ESTERA

Cap. autom. Sergio Taviani

Intendo, con questo argomento, mettere in evidenza alcuni particolari costruttivi esistenti nei motori degli autoveicoli di fabbricazione inglese, canadese e specialmente americana; particolari che, pur non rivestendo carattere di eccezionalità, realizzano sensibili vantaggi nel funzionamento e nell'impiego degli autoveicoli.

Ciascun particolare preso in esame, verrà esposto secondo la seguente successione:

- dov'è montato;
- com'è costruito e come funziona;
- vantaggi ed eventuali svantaggi rispetto al sistema normalmente impiegato.

PUNTERIE IDRAULICHE AUTOREGISTRANTISI (fig. 1).

Si trovano montate sui motori Cadillac 8 V, che in numero di due per ciascuno equipaggiano:

- il carro leggero americano di 16 tonn. nelle sue due versioni M 5 ed M 5 A I, carro denominato comunemente Stuart;
- il semovente americano, armato di obice da 75 mm., tipo M 8;
- il cingolato americano M 19 armato di due mitragliatrici da 40 mm. abbinate;
- ed il carro armato americano M 24 di 18 tonn., in via di distribuzione alle nostre Forze armate.

La punteria è formata da un corpo cilindrico nel quale si trovano tre camere:

- una camera inferiore detta di compensazione, munita di una luce per l'ingresso dell'olio e nella quale pesca un tubetto forato internamente;
- una camera centrale munita di due fori e nella quale è alloggiata una valvola a sfera;
- ed infine una camera superiore nella quale scorre a tenuta la punteria propriamente detta, punteria che viene tenuta costantemente a contatto dello stelo della valvola da una molla elicoidale.

Il funzionameno avviene nel modo seguente :

l'olio di lubrificazione spinto dalla relativa pompa ad ingranaggi riempie la camera di compensazione. Quando l'eccentrico dell'albero della distribu-

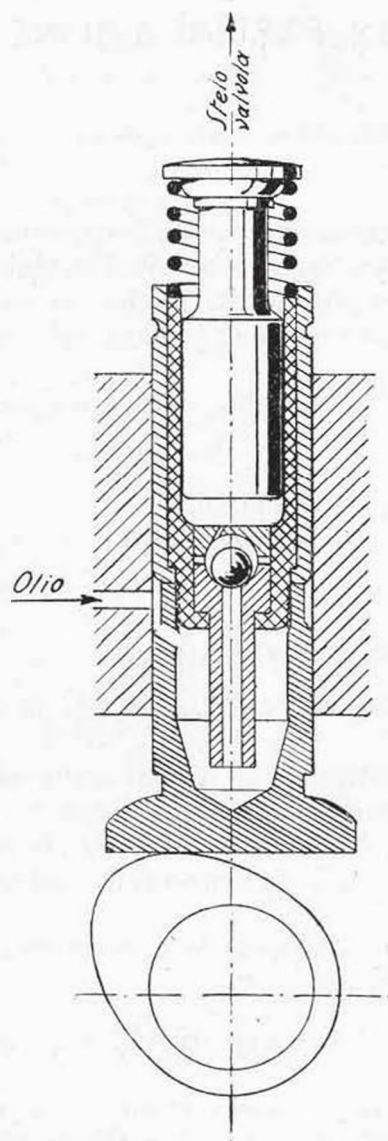


Fig. 1.

zione non agisce contro la punteria, la punteria viene spinta in alto dalla pressione della molla; si crea così l'azione di risucchio dell'olio il quale salendo attraverso il tubetto e sollevando la sfera riempie la camera superiore.

Quando l'eccentrico continuando nel suo movimento di rotazione solleva la punteria, l'olio contenuto nella camera superiore non può defluire nella camera di compensazione a causa della valvola a sfera che si è chiusa; e così punteria e corpo funzionano come un tutto rigido, sollevando la valvola.

Il tempo richiesto per il trafilamento dell'olio fra punteria e corpo è notevolmente maggiore di quello richiesto all'eccentrico per aprire la valvola; quindi, sotto l'azione di quest'ultimo, la valvola si apre senza che l'olio trafili.

L'allungamento dello stelo per effetto del riscaldamento provoca l'accorciamento della punteria stessa, ottenuto per trafilamento dell'olio.

A motore freddo, il pistoncino rimane, per effetto della molla, a contatto dello stelo della valvola che si è accorciato; si crea allora una azione di risucchio che aspira l'olio attraverso la valvola a sfera, prelevandolo dalla camera di compensazione. Così, in qualsiasi momento, non esistono soluzioni di continuità fra stelo e punteria.

Vantaggi di questo sistema:

- grande silenziosità, per la mancanza di gioco fra le varie parti;
- minore usura del piattello e dello stelo della valvola, per la mancanza di urti fra questi due organi;
- sicurezza assoluta per quanto concerne la tempestiva apertura e chiusura delle valvole, con eliminazione del pericolo che le valvole di scarico brucino e che si formino carburi sulle sedi. Attuazione quindi del diagramma di distribuzione con assoluta perfezione; vengono eliminate le perdite di potenza e ridotta la possibilità di ritorni di fiamma.

L'unico svantaggio presentato da questo tipo di punteria è l'elevato costo di fabbricazione che ne limita, necessariamente, l'impiego a motori che richiedono assoluta sicurezza di funzionamento, come ad esempio quelli dei mezzi corazzati. Questa punteria, per il pregio della sua particolare silenziosità che la distingue dalle altre costruzioni similari, è adottata sui motori americani destinati alle vetture di lusso.

AVVIAMENTO A FREDDO DEI MOTORI.

Vari sono i sistemi e gli accorgimenti adottati per assicurare un facile avviamento del motore a freddo; ne prenderò in esame due che, a mio giudizio, presentano indubbi vantaggi sulle altre realizzazioni similari.

Il primo è adottato sul carburatore montato sul motore Cadillac. Il carburatore è un Carter del tipo WCD mod. 554 S, bilanciato (fig. 2).

Il sistema è conosciuto col nome di « climatic control », che noi potremmo imperfettamente tradurre con « controllo termostatico ».

La valvola a farfalla *a* (fig. 2) di strozzatura dell'aria all'ammissione è montata eccentrica rispetto al suo asse di rotazione: una estremità dell'asse penetra in una camera circolare *b*, chiusa all'esterno.

Una molla a spirale termostatica, fissata al coperchietto di chiusura della camera circolare, agisce con l'altro capo su un braccio di una leva *c* che comanda l'asse della valvola a farfalla e che è imperniata al centro di essa.

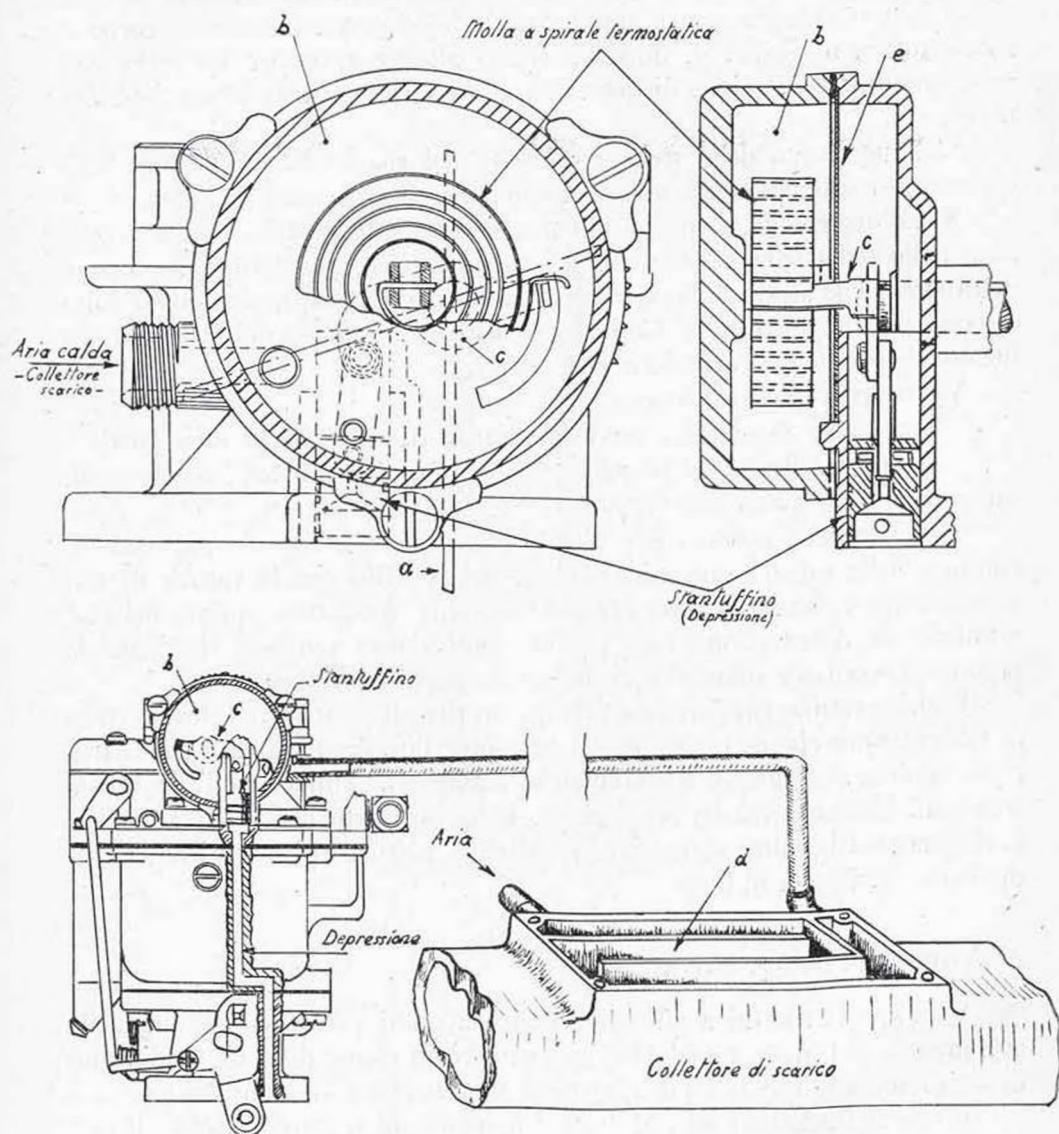


Fig. 2.

L'altro braccio della leva è collegato ad un pistoncino, il quale scorre in un cilindretto comunicante con il condotto di aspirazione, al disotto della valvola farfalla dell'acceleratore.

La camera circolare *b* è in comunicazione a mezzo di un condotto con una canalizzazione ricavata sopra al colettore di scarico; canalizzazione detta riscaldatore (*d*, fig. 2).

Una certa circolazione d'aria dal riscaldatore attraverso la camera circolare fino al punto di bassa pressione al disotto della farfalla dell'acceleratore è resa possibile da due scanalature verticali ricavate nel cilindretto.

Un diaframma *e* posto attraverso la camera circolare assicura una certa protezione della molla termostatica. Il funzionamento avviene nel seguente modo: a motore freddo, la molla termostatica tiene chiusa la valvola di strozzatura dell'aria.

Nel momento in cui il motore viene avviato, lo sbilanciamento delle pressioni applicate sulle due facce del pistoncino tende a far aprire la valvola malgrado la tensione della molla termostatica.

Oltre a questo, il peso della parte sbilanciata della valvola, unito alla pressione creata dall'aria su di essa, tendono ancor di più a far aprire la valvola stessa.

Non appena il motore si riscalda, l'aria calda proveniente dal riscaldatore, agendo sulla molla termostatica, riduce la sua tensione in modo da far aprire del tutto la valvola. E pertanto alle varie condizioni di carico durante il funzionamento del motore, la posizione della valvola cambierà continuamente in funzione di tre fattori: calore, depressione e velocità dell'aria nel condotto.

Si noterà quindi che l'apertura della valvola varia per ogni sia pur piccola variazione di carico e di funzionamento del motore, ivi compreso il periodo richiesto per il suo avviamento. La posizione di tutto chiuso si avrà solo a motore spento e freddo.

Questa soluzione presenta perciò i seguenti vantaggi:

- facilità massima di avviamento a freddo;
- graduale ritorno, a motore avviato, al giusto titolo della miscela;
- possibilità di successivi avviamenti a motore caldo, senza che questi si ingolfi per eccessiva ricchezza di miscela e senza intervento alcuno da parte del conduttore;

- adeguamento, nella formazione della miscela, della benzina occorrente in funzione dei fattori che con preponderanza agiscono sulla composizione della miscela stessa, e cioè: temperatura, velocità nei condotti, depressione.

In sintesi, quindi, si ha ai diversi regimi di funzionamento, cui corrispondono pratiche necessità di impiego, una miscela meglio dosata.

L'altro sistema lo troviamo adottato sul carburatore Zenith mod. 28 W-12 montato sul motore Hercules JXD che equipaggia l'autoblindata leggera M 8 Greyhound ed il carro blindato da ricognizione M 20, entrambi di costruzione americana (fig. 2).

La valvola a farfalla per la strozzatura dell'aria è del tipo eccentrico rispetto al suo asse, ed è comandata per la chiusura a mezzo di un solenoide, che entra in funzione non appena si preme il bottone del motorino di avviamento. Questo dispositivo è inoltre integrato da un regolatore termostatico

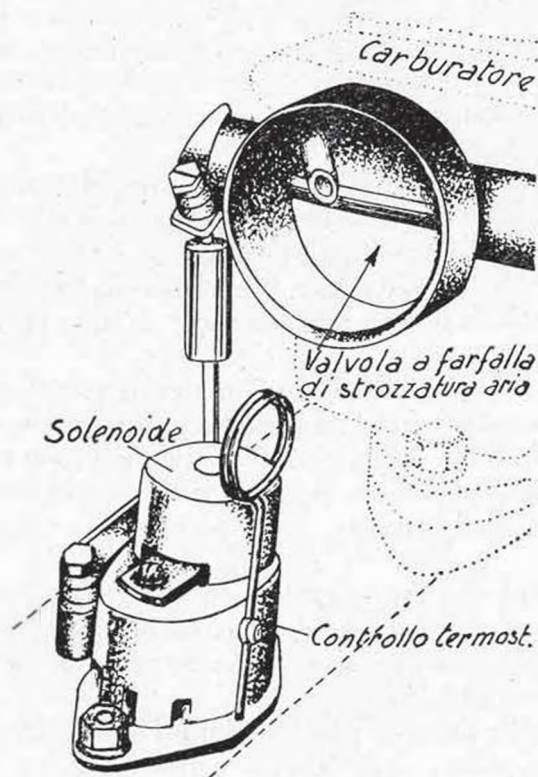


Fig. 3.

che regola l'apertura della valvola quando il motore è caldo, rendendo nulla l'azione del solenoide in un eventuale successivo avviamento a caldo.

Anche questa soluzione è ottima, per quanto dia importanza soprattutto al fattore temperatura.

LIMITATORE DEI GIRI DEL MOTORE A VALVOLA SBILANCIATA.

E' un limitatore dei giri del motore, che viene montato sul carburatore e che fa corpo con esso.

Il carburatore è generalmente un Carter della serie T o del tipo ETW 1 (fig. 4), che viene impiegato sui carri armati del tipo Sherman M 4 A 4, su alcuni autocarri pesanti e su qualche tipo di Dodge.

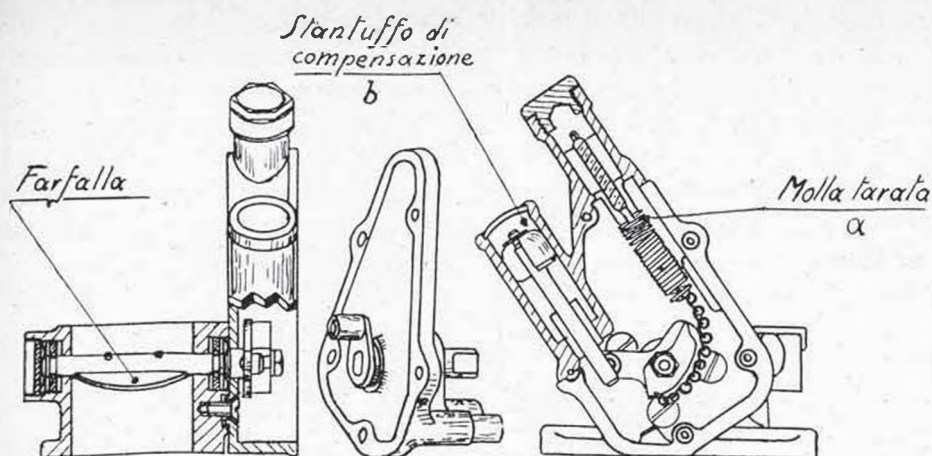


Fig. 4.

Questo tipo di limitatore è montato anche sul carburatore Zenith Mod. 28 BV 12 R (fig. 5), che si trova sul motore Ford 8 V della cingoletta e dell'auto-carro omonimo, di fabbricazione canadese: varia tuttavia leggermente da quello montato sul Carter per quanto concerne il dispositivo di compensazione, che vedremo in seguito.

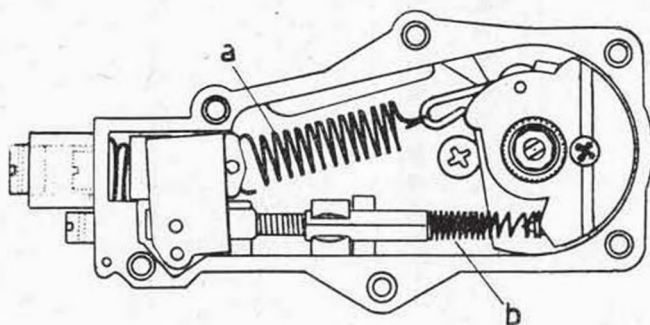


Fig. 5.

Principio di funzionamento (fig. 6).

La depressione nel condotto di ammissione si fa agire in un cilindretto *a* nel quale può scorrere un pistoncino *b* la cui asta è collegata alla valvola a farfalla *c*.

Nell'interno del cilindretto vi è una molla tarata *d*, che impedisce lo spostamento del pistoncino sino ad una determinata depressione (e quindi giri del motore).

Vediamone adesso la realizzazione pratica.

La valvola a farfalla dell'acceleratore è montata eccentrica, e quindi sbilanciata, rispetto al suo asse di rotazione. Una apposita molla tarata *a* (figure 4 e 5) tende a tenere la valvola in posizione aperta.

Accelerando, la valvola si apre sempre più, assecondata in questo dalla molla tarata. Se il regime del motore si eleva oltre un determinato valore, la depressione nel condotto aumenta e la molla tarata non riesce più a mantenere la valvola aperta, la quale tende a chiudersi bruscamente, riducendo così l'ammissione e quindi i giri del motore.

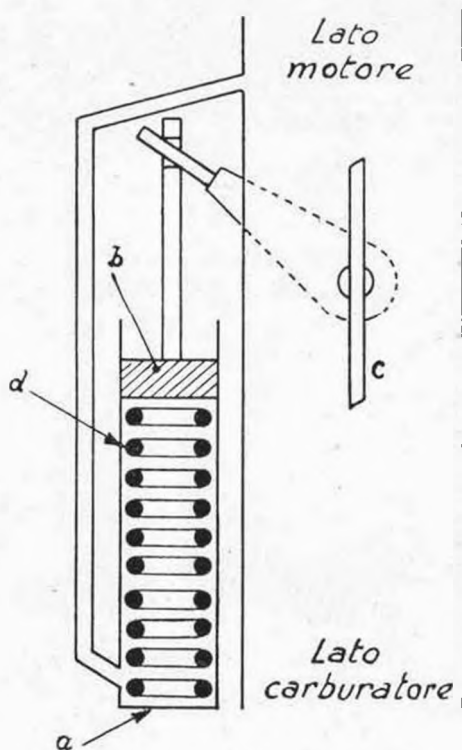


Fig. 6.

Tarando opportunamente la molla, si può limitare il regime del motore a nostro piacimento.

Integra questo dispositivo uno stantuffino *b* (per il Carter) (fig. 4), od una molla registrabile *b* (per lo Zenith) (fig. 5), detta di compensazione.

Il loro scopo è quello di evitare fluttuazioni della valvola a farfalla, con conseguente beccheggio del mezzo durante il movimento; servono cioè come smorzatori delle oscillazioni della valvola intorno al proprio asse.

Chi ha guidato una cingioletta avrà provato l'effetto che ne deriva ai fini della guida se la molla o lo stantuffino di compensazione sono mal regolati.

Questo tipo di limitatore presenta i seguenti vantaggi:

- non assorbe potenza per il suo funzionamento;
- è meno facile a stararsi;
- è sensibilissimo, data la minor inerzia;
- è meno costoso ed è di facile installazione.

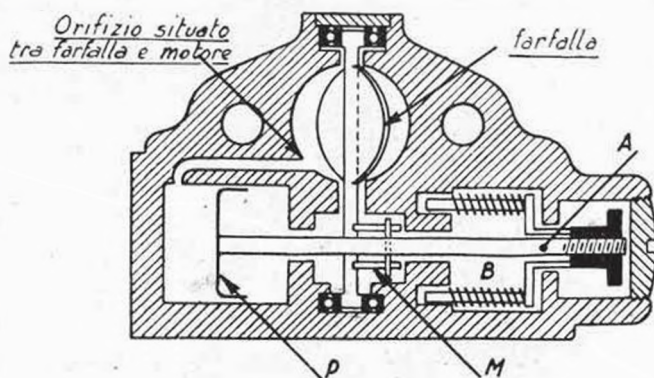


Fig. 7.

A titolo di informazione dirò che anche in Francia è stato realizzato un limitatore di giri del motore basato sullo stesso principio di funzionamento (fig. 7). In esso l'asta *A* del pistoncino *P* aziona la farfalla con una manovella *M*. Le molle *B* contrastano e la loro regolazione è effettuata con la vite che agisce sull'asta filettata *A*.

VENTILAZIONE INTERNA DEL MOTORE.

E' generalizzato da parte degli alleati l'uso della ventilazione interna del motore, ventilazione che può essere effettuata mediante due sistemi: « non positive » e « positive », che possiamo tradurre, per meglio rendere l'idea, in « indiretta » e « diretta ».

Il primo sistema, che troviamo adottato, per esempio, in un tipo di motore Dodge, consiste in un tubo che prolunga al disotto del motore il bocchettone di introduzione dell'olio nel carter (*a* - fig. 8). La leggera pressione creatasi nell'interno del motore durante il suo funzionamento, unita alla depressione creatasi nel tubo durante il movimento del mezzo, provocano una corrente che porta all'esterno la parte volatile dell'olio ed i vapori di benzina: aria fredda penetra dalla parte superiore del motore raffreddando l'interno del carter ed asportando i gas formativisi. Il funzionamento di questo dispositivo è lento, ed assume qualche valore solo a motore molto caldo e quando il veicolo si muove a velocità rilevante.

La ventilazione diretta è senza dubbio un sistema migliore e maggiormente generalizzato. Il motore Ford 8 V, che equipaggia la cingoletta cana-

dese « Universal Carrier » nelle sue varie versioni, ne ha una realizzazione brillante.

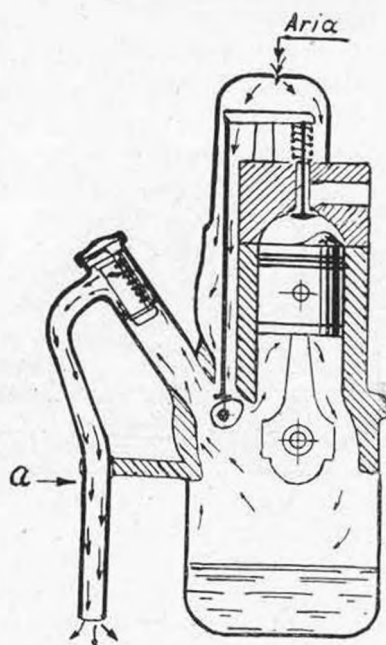


Fig. 8.

L'aria esterna (fig. 9) entra nell'interno del motore, il cui carter è a tenuta di gas, attraverso un filtro ad olio che la purifica; essa raffredda le parti

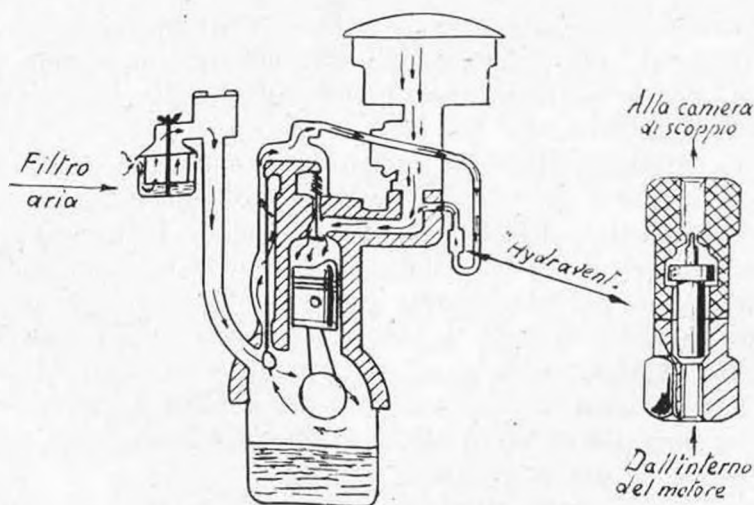


Fig. 9.

in movimento, trascina con sè i vapori dell'olio, della benzina e l'eventuale vapor di acqua, esce dal carter attraverso un tubo ed entra nel condotto di ammissione, a valle del carburatore. Una valvola detta « Hydravent » regola l'aspirazione in funzione della depressione al motore, e cioè, alle basse velocità del motore, quando la depressione è forte, la valvola si solleva riducendo

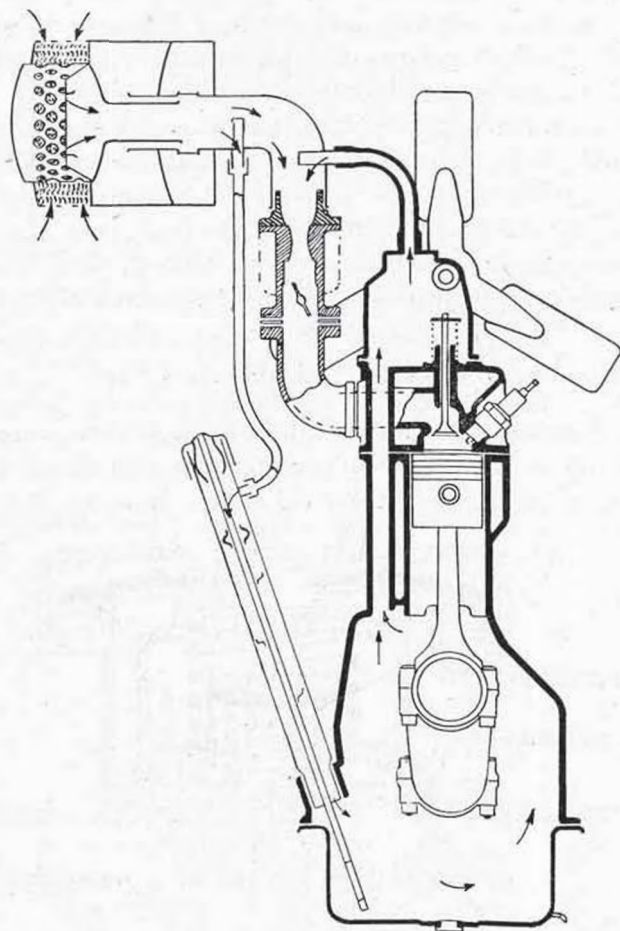


Fig. 10.

la ventilazione; man mano che la velocità del motore aumenta e quindi la depressione diminuisce, la valvola, scendendo per il suo peso, aumenta la ventilazione interna.

I vantaggi sono evidenti:

- raffreddamento dell'interno del motore;
- la leggera depressione favorisce il movimento dello stantuffo evitando la contro-pressione e l'emulsione dell'aria con l'olio;

— la diluizione dell'olio per effetto della benzina e dell'eventuale acqua di condensazione è ridotta al minimo: quindi l'olio conserva più a lungo le sue caratteristiche;

— i vapori vengono utilizzati come combustibile;

— l'olio aspirato dal motore consente una certa lubrificazione delle parti alte del motore.

Per contro, consuma una maggiore quantità d'olio. Se la pulizia periodica della valvola è fatta regolarmente, questo inconveniente può essere ridotto, essendo assicurata la sua chiusura al minimo.

Anche la Fiat, nel maggio del 1948, ha adottato un sistema di circolazione dell'aria nell'interno del motore che, pur ispirandosi come principio di funzionamento a quello americano, è tuttavia realizzato in modo del tutto originale (fig. 10); infatti nel suo motore Fiat 500 B (il primo che abbia avuto questa innovazione) l'aria filtrata circola per effetto di un salto a pressione dovuto alla particolare sistemazione delle prese sul condotto di aspirazione.

VASCHETTA DI CONDENSAZIONE DELL'ACQUA NEL RADIATORE.

Alcuni mezzi alleati, destinati per il loro impiego a marciare nelle zone più svariatae (desertiche, torride, montagnose), sono provvisti di un notevole accorgimento che realizza, nel sistema del raffreddamento, la possibilità di

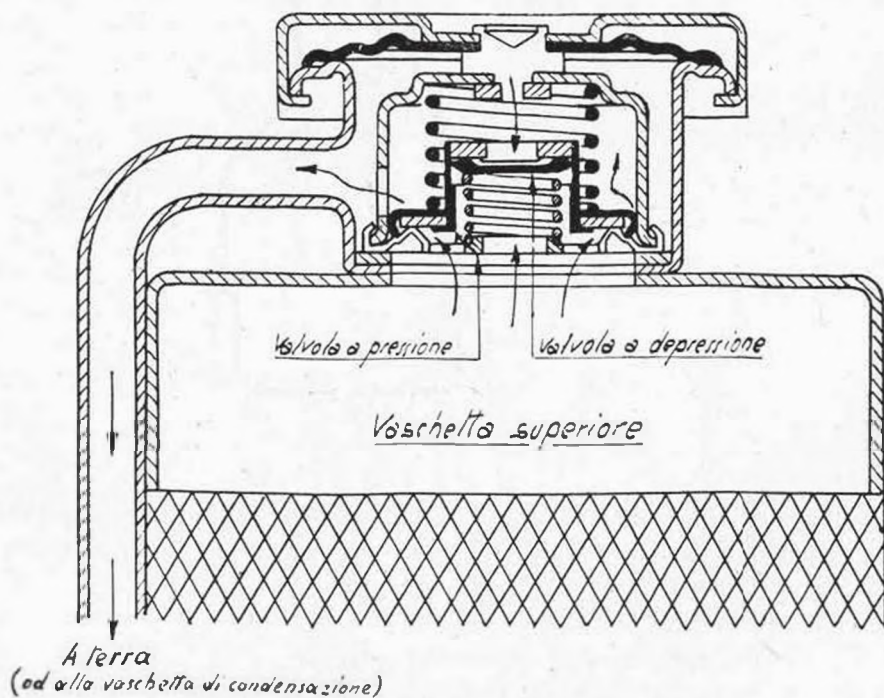


Fig. 11.

mantenere costante la temperatura di ebollizione dell'acqua, indipendentemente dalla pressione atmosferica (vedi alta montagna) e dagli eventuali anti-congelanti impiegati, e di recuperare, per l'automatico successivo riempimento del radiatore, l'acqua che per evaporazione fuoriesce da esso.

Il sistema (fig. 11) — ho preso in esame il ben noto Dodge canadese — è composto di un tappo a tenuta sul radiatore, collegato ad una vaschetta di condensazione del vapore di acqua.

A temperatura elevata il vapore, sollevando la valvola di tenuta, si espande nella vaschetta di condensazione dove si condensa; a radiatore freddo, l'acqua di condensazione viene aspirata dalla depressione nuovamente nel radiatore attraverso una seconda valvola.

POMPA INIETTORE G M C MODELLO 6-71.

Un motore che meriterebbe una trattazione particolare è senza dubbio il General Motors mod. 6-71, a sei cilindri, che funziona secondo il ciclo Diesel a due tempi con iniezione diretta nei cilindri (7 litri di cilindrata, rapporto geometrico di compressione 1 : 16). Questo motore, che, com'è noto, installato in coppia affiancata aziona il carro armato Sherman M 4 A 2, presenta due soluzioni di rilevante valore tecnico.

Esse sono:

1^a - La *pompa iniettore*: costituita da un corpo di pompa (fig. 12) alla cui base è direttamente fissato l'ugello munito di sei fori calibrati a 14/100 di mm. Tale sistema, costruttivamente economico, realizza i seguenti vantaggi:

a) pressione di iniezione non elevata (da un valore minimo di 35 kg./cmq. ai bassi regimi, ad uno massimo di 90 kg./cmq. ai regimi e carichi elevati);

b) possibilità di costruire l'ugello di materiale meno pregiato, dato che nell'interno del corpo pompante vi è un sistema di raffreddamento realizzato mediante la circolazione del combustibile che viene inviato ai vari elementi *sempre* in eccesso per mezzo di una apposita pompa. Da notare che per lo stesso motivo è stato possibile restringere il diametro dei fori a 14/100 di mm. senza pericolo di occlusioni;

c) eliminazione delle tubazioni tra pompa ed iniettore, a tutto vantaggio della rapidità dell'iniezione. Con tale sistema si evitano inoltre le contropressioni che si generano nelle tubazioni normali e che tanto fastidio danno all'utente del veicolo;

d) possibilità di intervenire anche su strada in caso di cattivo funzionamento di un pompante, per la sostituzione del quale occorre lo stesso tempo che necessita per la sostituzione di un normale iniettore;

e) minore ingombro;

f) semplificazione costruttiva, dato che il moto alterno occorrente ai pompanti di ciascun cilindro viene fornito da una terza camme dell'albero della distribuzione.

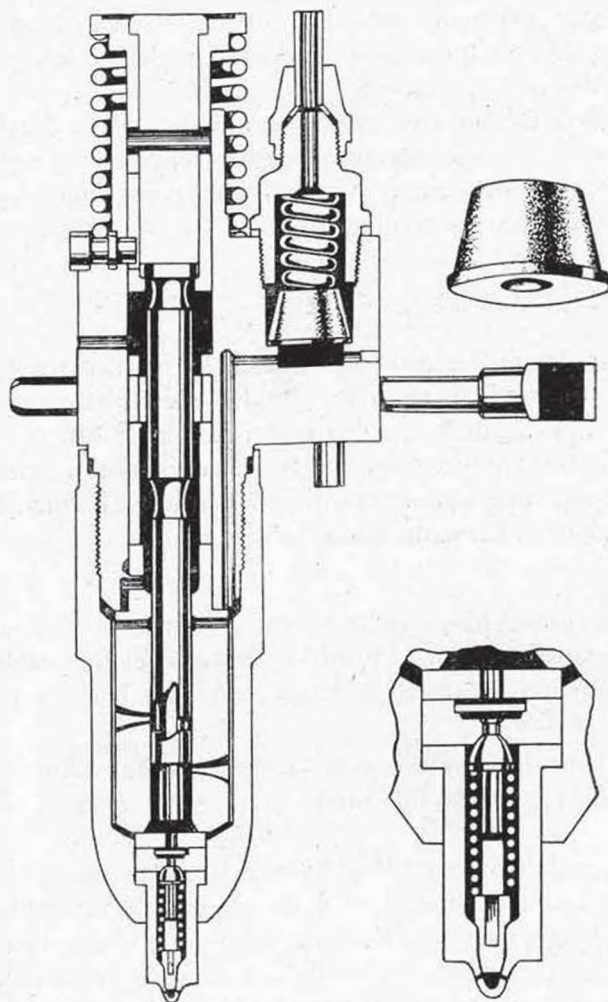


Fig. 12.

2^a - *Compressore volumetrico Roots* (fig. 13).

Mediante l'adozione di un comune compressore volumetrico del tipo Roots, a due rotori, ciascuno a tre lobi, in alluminio, uno dei quali è azionato dal motore stesso con un rapporto di moltiplicazione di giri, rispetto all'albero a gomito, di 1,94, la G.M.C. ha realizzato nel suo motore a due tempi un diagramma di distribuzione che consente, per il perfetto lavaggio, di ricavare dal motore stesso una grande potenza (210 CV a 2100 giri/min.) (fig. 14).

La distribuzione, organizzata col sistema misto di valvole e luci, consente l'espulsione dei gas combusti attraverso le due valvole di scarico oltre che per azione propria, anche per la spinta dell'aria compressa che viene immessa a mezzo del compressore attraverso le luci di ammissione ricavate alla base del cilindro. Il lavaggio che, com'è noto, nei motori a benzina a

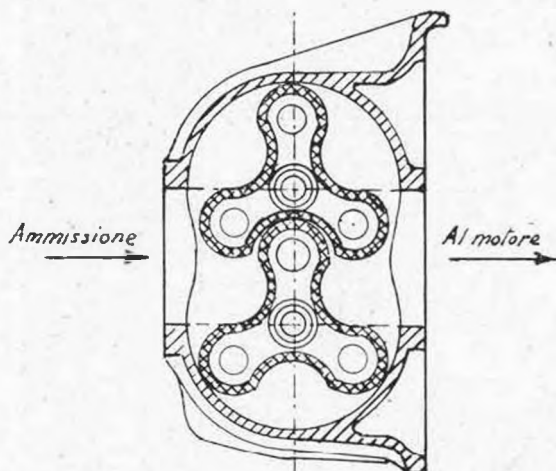


Fig. 13.

due tempi comporta la perdita di una parte di miscela fresca che fuoriesce assieme ai gas di scarico, viene effettuato nei Diesel a due tempi a spese della sola aria.

Ma mentre nei motori aspirati l'aria fresca che fuoriesce con i gas combusti viene sottratta alla successiva combustione, in questo motore ciò non avviene poichè il compressore fornisce per il lavaggio eccesso di aria del 35% rispetto a quella occorrente praticamente per la combustione.

Il lavaggio quindi viene effettuato dall'aria fornita in eccesso.

CORRETTORE DI ANTICIPO A DEPRESSIONE.

Non è altro che un comando addizionale dell'anticipo in aggiunta a quello normale a masse centrifughe. Si trova montato sui distributori Auto-Lite mod. IGS ed IGT, un tipo del quale è montato sull'autocarro canadese Dodge; il correttore si trova, fra l'altro, sia pur realizzato in modo diverso, sulla cingoletta Ford canadese. Infatti mentre il primo è a « diaframma » (fig. 15), il secondo è a « pistone » (fig. 16).

La ragione di unire il sistema a depressione con quello a masse centrifughe è data dal fatto che una esatta regolazione dell'anticipo dev'essere non solo in funzione del regime del motore, ma anche delle condizioni di carico del motore stesso; è evidente allora come il comando automatico che meglio risponde allo scopo sia quello che tenga conto di ambedue questi fattori.

MOTORE DIESEL A DUE TEMPI "GENERAL MOTORS" - A 6 CILINDRI - MOD. 6046 SERIE 71
CURVE CARATTERISTICHE

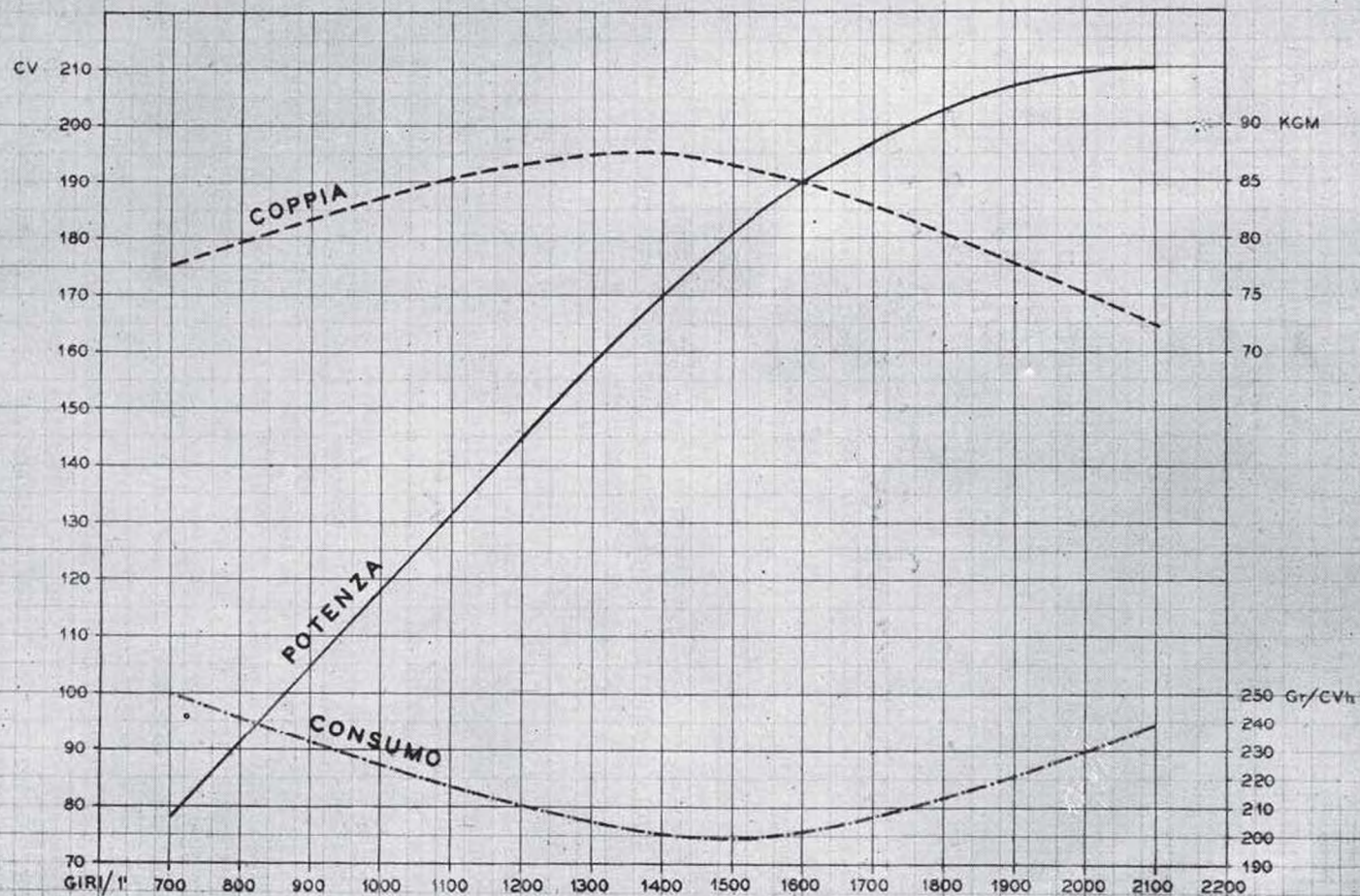


Fig. 14

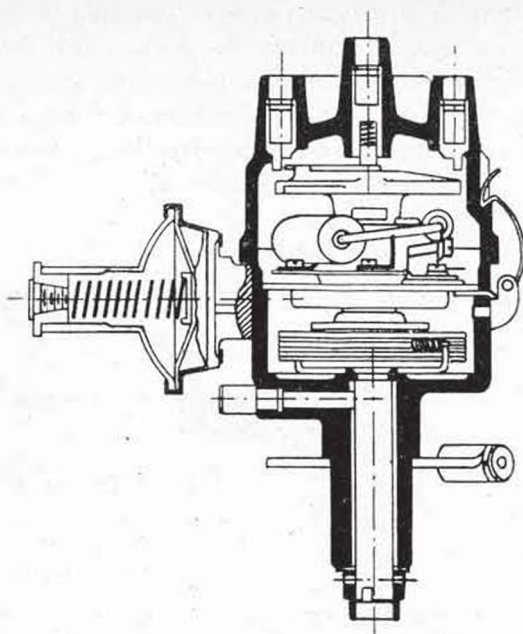


Fig. 15.

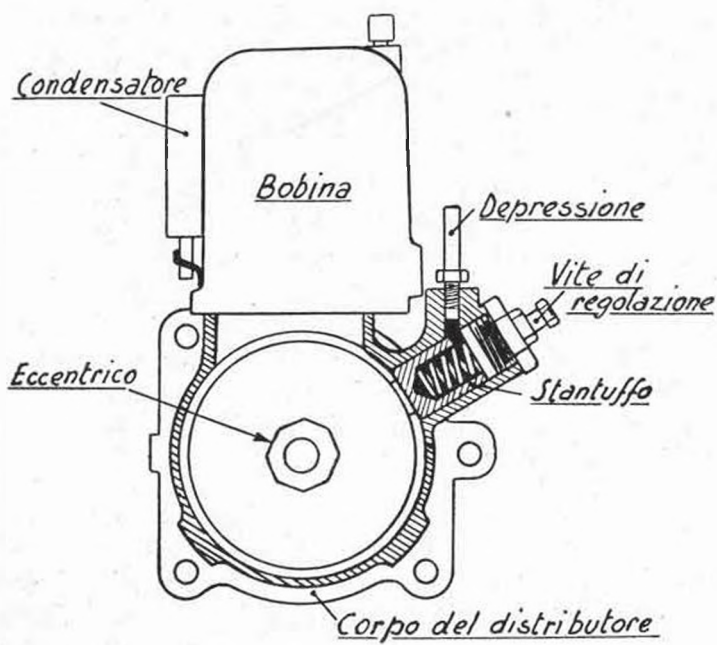


Fig. 16.

Il comando a depressione è basato sul principio che ad ogni determinata velocità di rotazione del motore, la depressione è, all'incirca, inversamente proporzionale al carico del motore, e cioè con piccolo carico la depressione è relativamente elevata, mentre a pieno carico ha un valore basso. Si utilizza appunto questa variazione di depressione per regolare in modo opportuno e del tutto automatico l'anticipo in ogni condizione di carico.

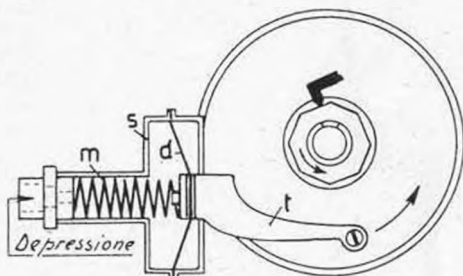


Fig. 17.

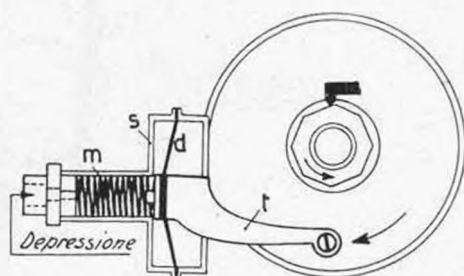


Fig. 18.

Questo dispositivo (figg. 17 e 18) consta di una scatola a tenuta d'aria s che racchiude un diaframma flessibile d . Una molla a spirale m mantiene in posizione di riposo il diaframma d , il quale comanda la leva dell'anticipo a mezzo di un tirante t . La depressione esistente nel condotto d'aspirazione del motore, che giunge per una tubazione fino alla scatola, vincendo la resistenza della molla m che tende a mantenere il disco nella posizione di tutto ritardo, provoca la flessione del diaframma d , il quale, a mezzo del tirante t , sposta angolarmente il disco portaruttore, determinando così la variazione d'anticipo.

Il comando a depressione è del tutto indipendente dal comando a masse centrifughe, ed ambedue agiscono perciò separatamente.

Per una migliore comprensione dell'azione dei due comandi dell'anticipo, è opportuno esaminare il diagramma dimostrativo della fig. 19.

1° CASO: *il motore gira al minimo;* poichè la valvola a farfalla è chiusa, non si avrà depressione nel diaframma; ovviamente non essendoci numero di giri sufficiente a vincere l'azione delle masse centrifughe del dispositivo di anticipo meccanico, esso non entrerà in funzione. La scintilla quindi scocca nella posizione normale.

2° CASO: *il motore funziona a farfalla tutta aperta;* la depressione nella tubazione di raccordo fra condotto di aspirazione e diaframma è insufficiente ad azionare il comando a depressione; ma il numero di giri elevato permette il funzionamento del dispositivo meccanico, le cui masse, vincendo per forza centrifuga la resistenza delle molle tarate, provocano il funzionamento dell'anticipo.

3° CASO: il motore funziona a farfalla parzialmente aperta (condizioni normali di carico); la depressione è sufficiente a flettere il diaframma, che azionerà in modo opportuno il tirante di comando dell'anticipo.

Man mano che si apre la farfalla, per accelerazione o per aumento di carico, la depressione diminuisce, la molla riporta il diaframma nella sua posizione di riposo, ed il motore usufruirà solo dell'anticipo datogli dal congegno meccanico.

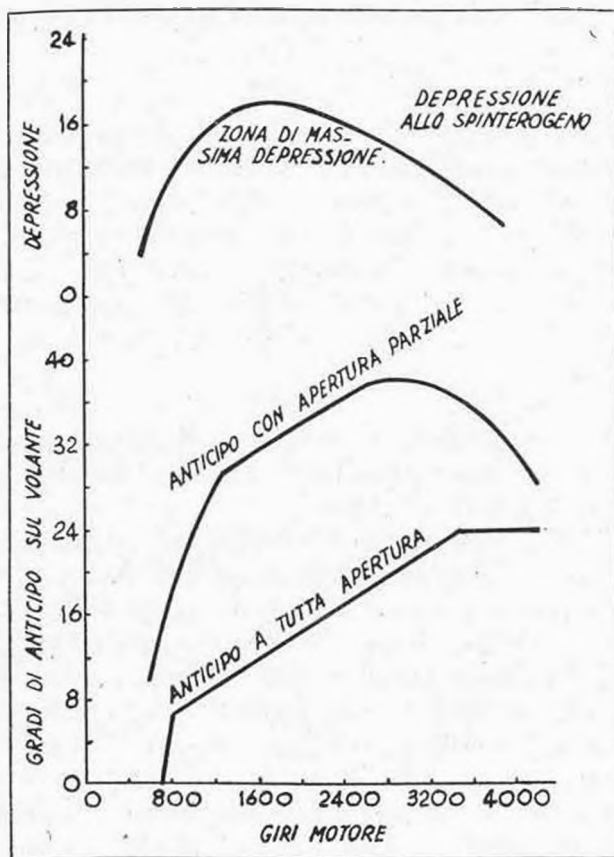


Fig. 19.

Gli apparecchi sono tarati in modo tale da:

1° - fornire a carico normale i valori di anticipo occorrenti ai vari regimi: questo compito è affidato al congegno di anticipo a depressione;

2° - fornire i valori di anticipo necessari ai vari regimi per ottenere nelle peggiori condizioni di carico una buona combustione: questo compito è affidato al congegno di anticipo meccanico.

Riepilogando: l'anticipo a depressione ha prevalenza su quello meccanico fino a quando le condizioni di carico sono normali; peggiorando le condizioni di carico, cessa l'azione di detto anticipo ed il motore usufruirà dei valori fissati ai vari regimi dall'anticipo automatico meccanico.

Tale sistema riduce al minimo l'inconveniente dell'auto-accensione e consente di utilizzare in limiti più ampi l'elasticità del motore.

E' da osservare che in tutti i distributori d'accensione di produzione americana risultano meno rigorose che presso di noi le richieste sulla curva di anticipo meccanico: sono considerate normali, ad esempio, tolleranze di 2".

SELETTORE DI OTTANO.

Come ultimo argomento prenderò in esame un dispositivo denominato selettore di ottano, comunissimo nelle costruzioni americane, il quale, indipendentemente dai comandi automatici dell'anticipo, permette una certa regolazione dell'accensione in base al tipo di benzina impiegato.

E' noto che aumentando il rapporto di compressione, si raggiunge un aumento del rendimento termico del motore. Ma quest'aumento non può essere indefinito, in quanto vi è un limite dovuto al sorgere del fenomeno della detonazione.

Questo fenomeno si manifesta, dopo l'accensione della carica, con un aumento subitaneo di pressione, il cui valore sale anche a 70-80 atmosfere, mentre la velocità di propagazione della fiamma raggiunge grandezze di qualche centinaio di metri al secondo.

La violenta scossa sullo stantuffo determina un caratteristico battito metallico nel motore e ne pregiudica il normale funzionamento.

Per avere un criterio pratico di misura del grado di comprimibilità, che varia da carburante a carburante, si è reso necessario stabilire un metodo per misurare la proprietà detonante di un combustibile; si è convenuto cioè di paragonare la comprimibilità di ogni carburante con quella di una miscela di due idrocarburi saturi della serie delle paraffine, e precisamente l'iso-ottano puro C_8H_{18} e l'eptano puro C_7H_{16} .

Tenuto conto che l'iso-ottano puro è praticamente indetonante, mentre l'eptano puro detona più di qualsiasi benzina conosciuta, si sono presi questi due idrocarburi come combustibili campioni assegnando al primo il valore antidetonante 10 ed al secondo il valore antidetonante zero.

Miscele di isottano ed eptano nei vari rapporti percentuali, possono quindi riprodurre tutta la scala della detonalità. Tali miscele sono designate in base alla percentuale di ottano in esse contenuta; percentuale che è stata perciò denominata « N.O. ».

Dato il grande numero di tipi di benzina esistenti, allo scopo di eliminare il fenomeno della detonazione, è stato realizzato il selettore di ottano che consente, partendo da un valore medio, di usare benzine che abbiano un numero di ottano superiore od inferiore di dieci unità rispetto a tale valore.

Questo selettore non è altro che il semplice dispositivo di cui alla fig. 20, applicato alla piastrina di bloccaggio dello spinterogeno.

Allentando la vite di pressione, lo spinterogeno può essere spostato di un certo angolo, indicato dalla piastrina graduata, sia verso l'anticipo (per i carburanti con alto N. O.), sia verso il ritardo (per i carburanti con basso

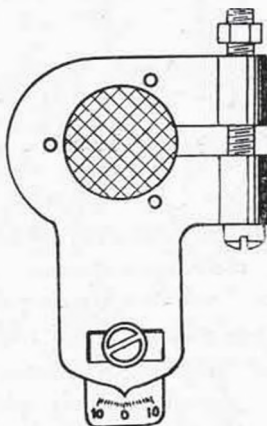


Fig. 20.

N. O.). Tale preveggenza consente nei mezzi alleati di usufruire di carburante a vario N. O. in diverse condizioni di altitudine sul livello del mare senza che il motore subisca il fenomeno della detonazione; si otterrà così un rendimento migliore ed un risparmio di benzina.

Altri argomenti di pari importanza sono stati da me tralasciati per mancanza di spazio; dalla rapida rassegna fatta appare però evidente come i motori destinati all'autotrazione siano in continuo perfezionamento anche per quanto concerne particolari da tutti ritenuti perfetti, e come, per lunghi anni ancora, essi siano destinati ad imperare in ogni campo dell'attività umana.

LA RIPARAZIONE E RICOSTRUZIONE DELLE COPERTURE

Ten. col. del genio (S. Te. M.) Dino Belluzzi

I.

Il conflitto in Corea già fa risentire i suoi negativi effetti sulle disponibilità delle materie prime e sulle quotazioni dei principali manufatti. Si è infatti recentemente notata una rarefazione dei materiali di uso più comune e un conseguente aumento, più o meno sensibile, delle loro quotazioni: anche i manufatti di gomma hanno subito questa legge naturale ed infatti — dal giorno 15 luglio 1950 al 31 dicembre 1950 — le coperture sono aumentate del 35% (media) e le camere d'aria del 45% (media).

Ciò fa riflettere seriamente anche perchè se il conflitto malauguratamente dovesse continuare, o, peggio ancora, ampliarsi, l'aumento della richiesta di coperture e, soprattutto, la corsa agli armamenti provocherebbero una maggiore rarefazione delle materie prime e quindi altri sensibili aumenti dei prezzi.

E' sintomatico il fatto che recentemente il governo degli S. U. A. ha stabilito una limitazione di coperture destinate all'uso civile, e, contemporaneamente, ha invitato i cittadini ad una maggiore parsimonia nel cambio delle gomme, consigliandoli a vulcanizzarle anzichè sostituirle con nuove; infatti il consumo della gomma naturale per usi civili è stato recentemente limitato a 35.000 t. anzichè a 52.000 t., come già nel novembre 1950.

Se uno Stato, che è il più grande produttore di pneumatici, prende certi provvedimenti, vuol dire che la disponibilità di tali materiali non è certo brillante, anche se tale limitazione fosse stata consigliata da motivi prudenziali più che da reali necessità.

Per noi il problema riveste carattere di particolarissima importanza, poichè, oltre al fattore economico, vi è quello più importante relativo al rifornimento delle materie prime.

Come è noto, in Italia non vi è nessuna produzione delle due principali materie prime che costituiscono le coperture, e cioè: gomma e cotone; la loro rarefazione sul mercato internazionale metterà perciò prima in grave crisi l'industria italiana dei pneumatici e, in un secondo tempo, i trasporti per via ordinaria, data la mancanza delle gomme indispensabili per poter fare marciare gli automezzi.

Queste gravi probabilità fanno rifiorire il problema della ripartizione delle coperture, problema che non assillava quando il rifornimento della gomma e cotone era normalizzato e il loro prezzo molto basso; anzi, non si sentiva la necessità della ripartizione, perchè ritenuta economicamente non conveniente.

Per queste ragioni si abbandonò, o quasi, dal 1948 in poi la riparazione delle coperture, limitandola alle sole camere d'aria, ed alle coperture, quando però i deterioramenti erano di entità modesta.

Ora, però, data la particolare e delicata situazione, è necessario riprendere in esame il problema, similmente a quanto fu fatto nel 1937, onde poter avere al più presto i brillanti risultati ottenuti durante l'ultimo conflitto. Nel 1942 si poté raggiungere la cifra massima nella riparazione delle coperture, arrivando alla produzione di 1000 al giorno; questa cifra si poté ottenere mercè l'ausilio di tutte le ditte che lavorano per conto dell'Amministrazione militare. Nelle riparazioni delle coperture effettuate durante l'ultima guerra, si dovettero superare difficoltà tecniche considerevoli, nate dalla necessità di dover impiegare gomma sintetica (Buna) al posto di quella naturale, allora introvabile. La difficoltà maggiore consisteva nel far attaccare perfettamente il battistrada alla vecchia carcassa, e solo dopo estenuanti prove fu possibile superare questo gravoso ostacolo. Nei vari centri di raccolta dei pneumatici veniva effettuata una prima cernita delle coperture suscettibili di riparazione, le quali erano successivamente avviate presso i vari laboratori civili convenzionali, che eseguivano qualunque grado di riparazione.

Anche durante la guerra di liberazione e nel periodo successivo, la riparazione dei pneumatici, sia nel campo militare che in quello civile, ebbe uno sviluppo considerevole, soprattutto in considerazione della notoria carenza di essi; purtroppo però improvvisati vulcanizzatori, incapaci e senza alcuna razionale attrezzatura, lavoravano così male e a prezzi talmente elevati, che, appena la situazione del mercato si normalizzò, vi fu una reazione da parte dei consumatori e ben pochi si preoccuparono di far riparare coperture, anche quando ragioni di carattere tecnico ed economico lo consigliavano. Ciò è stato un errore, perchè molte ditte serie, a causa della mancanza di lavoro, dovettero chiudere i loro laboratori e così le attrezzature e i macchinari andarono dispersi, mentre gli operai, abbandonata la loro specialità, si dovettero adattare ai più umili mestieri pur di lavorare; in conclusione oggi in Italia, data la situazione internazionale, l'industria delle riparazioni dei pneumatici è ridotta ai minimi termini, mentre sarebbe necessario che essa fosse in massima efficienza e in pieno sviluppo.

L'Ispettorato generale della motorizzazione ha però ben compreso la gravità della situazione ed ha perciò disposto perchè presso l'O.A.R.E. venga costituito un laboratorio attrezzato per eseguire tutte le riparazioni delle coperture e camere d'aria e che, oltre a soddisfare in parte alle necessità dell'esercito, dovrebbe costituire il « laboratorio pilota » sul quale si allinee-

rebbero tutti quei vulcanizzatori desiderosi di lavorare per l'Amministrazione militare.

Il problema più grave sarà costituito dal personale specializzato, perchè, mentre per i macchinari e per le attrezzature è facile, in un breve periodo di tempo, poter impiantare moderni laboratori, per il personale specializzato ciò non sarà possibile. E senza operai, specializzati nella cernita delle coperture e in tutte le altre importanti operazioni che culminano nella vulcanizzazione, non è possibile riparare e ricostruire a perfetta regola d'arte le coperture inefficienti e dare, a chi le usa, la massima garanzia della loro sicurezza d'impiego.

Infatti la garanzia di una riparazione sarà tanto maggiore quanto più accuratamente sarà stato fatto il controllo delle coperture prima della riparazione e meticolosa la preparazione e cottura della gomma stessa.

Queste note non hanno lo scopo di illustrare i sistemi adottati nelle riparazioni delle coperture, perchè il lavoro sarebbe troppo lungo e costituirebbe un doppione a quanto è già ampiamente trattato in una sinossi compilata a cura dell'O.A.R.E. nel 1943, ma solo di mettere in evidenza l'importanza che in questo momento presenta la riparazione delle coperture e quindi la necessità di orientare l'opinione dei militari verso l'impiego delle coperture riparate.

II.

Il problema della riparazione dei pneumatici va esaminato sotto tre distinti punti di vista e precisamente: tecnico, economico, rifornimento materie prime; per noi tecnici il più importante è il primo e perciò questo argomento verrà maggiormente trattato su queste brevi note.

TECNICO.

Le riparazioni dei pneumatici possono essere effettuate sia alle camere d'aria che alle coperture; per le prime non si presenta nessuna difficoltà tecnica poichè il lavoro è semplicissimo e può essere realizzato mediante modestissime attrezzature e da personale provvisto di limitate capacità tecniche, per cui non se ne fa cenno.

Importantissime invece le riparazioni delle coperture, perciò è ad esse che queste note si riferiscono.

I guasti di una copertura possono interessare il battistrada, la carcassa ed il tallone; i principali sono:

- lesioni al battistrada (fori, tagli, squarci) o usura del battistrada;
- lesioni ai fianchi (scoppi e tagli), distacco del battistrada dalla carcassa;
- lesione al tallone.

Per eliminare detti guasti vi sono differenti procedimenti di lavorazione che possono raggrupparsi in due distinte categorie:

- a) lavori di riparazione;
- b) lavori di ricostruzione.

Nella prima vengono eseguiti i lavori interessanti soltanto un limitato tratto della copertura e precisamente: fori, tagli, squarci del battistrada, scoppi ai fianchi (limitati a stretta zona) e lesioni al tallone; in genere sono lavori di entità limitata e la vulcanizzazione viene effettuata mediante macchine chiamate « Forme estensibili a settore ». Apposite tabelle indicano il limite massimo di riparabilità dei tagli, strappi, ecc. e il tipo di gomma e di tessuto gommato che si deve adoperare.

Nella fotografia n. 1 si vede la copertura con il taglio sul battistrada da riparare, nella n. 2 la stessa copertura preparata per ricevere la para da vulcanizzare, nella n. 3 la copertura montata sulla « Forma estensibile a settore » mentre avviene il processo di vulcanizzazione, nella n. 4 la copertura riparata e pronta all'uso.

I lavori di ricostruzione di una copertura sono invece quelli che vengono eseguiti su una copertura la cui carcassa è in ottime condizioni, mentre il battistrada è consumato dal lungo uso, o staccato dalla carcassa, oppure deteriorato da corpi contundenti od altro.

La ricostruzione delle coperture è il lavoro più interessante e più delicato e, quando è eseguito da personale cosciente e provetto — con macchinari moderni e perfetti — impiegando materie prime idonee allo scopo — dà la possibilità di rimettere a nuovo e di riutilizzare una copertura ancora per un lungo periodo di tempo, con un beneficio economico non indifferente.

Tutti i lavori di vulcanizzazione che vengono eseguiti sulle coperture guaste, devono essere compiuti con cosciente scrupolosità: qui forse sta il debole di questi lavori, inquantochè non sempre i vulcanizzatori eseguono con accortezza ed onestà il loro lavoro.

Non è raro il caso che qualche ditta, al solo scopo di lucro e per dar lavoro ai propri laboratori, esegua lavori che già in partenza sono condannati a dare un pessimo risultato.

Oltre a ciò, può accadere che altre ditte, per assoluta incapacità professionale, eseguano irrazionalmente la selezione delle coperture da riparare e, peggio ancora, compiano tutte le riparazioni inerenti alla preparazione e alla vulcanizzazione senza alcun sano criterio tecnico, impieghino gomma e tela gommata non appropriate al particolare lavoro, sia nella qualità che nella quantità.

Nella fotografia n. 5 si vede una copertura f. u. con il battistrada molto consumato, ma che è stata giudicata suscettibile di ricostruzione; nella foto n. 6 la stessa copertura, dopo aver subito le prime lavorazioni di « scotennatura » e « rasatura », con le quali si è asportato tutto il battistrada, è nelle condizioni di ricevere la para da vulcanizzare; nella foto n. 7 la « forma integrale »

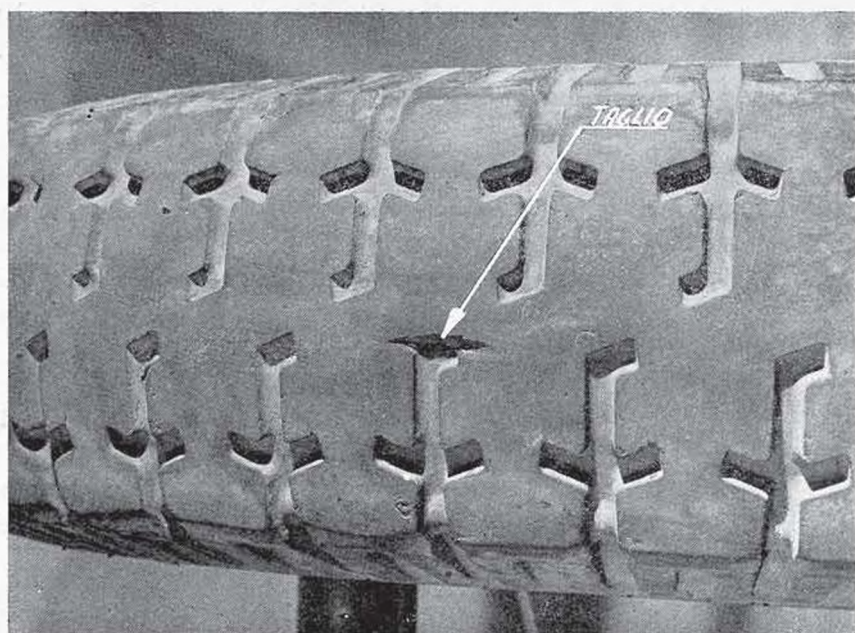


Fig. 1.

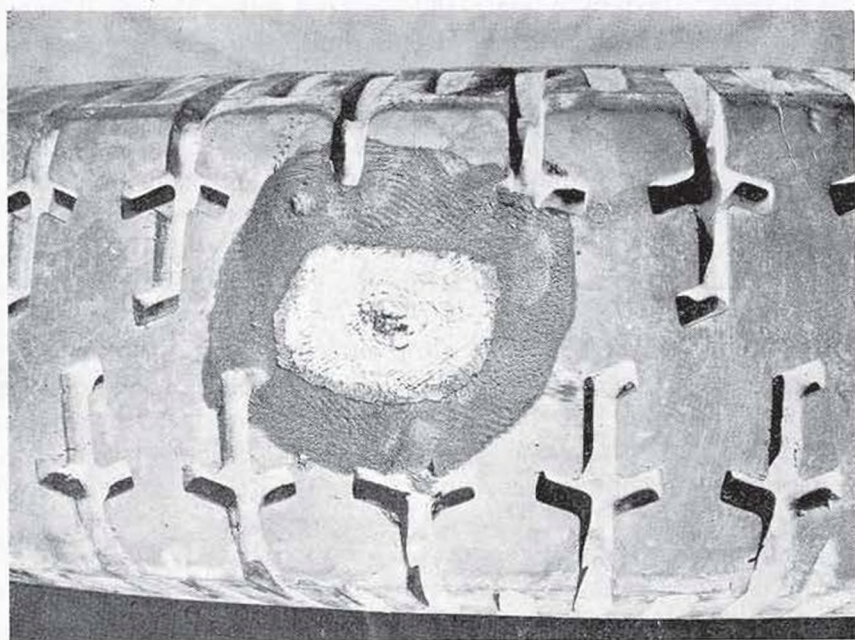


Fig. 2.

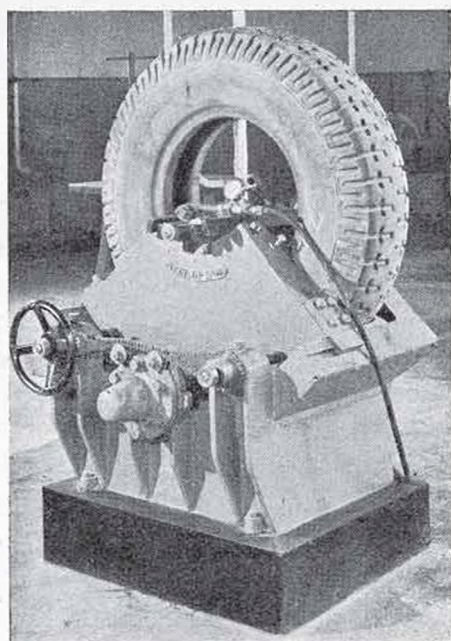


Fig. 3.

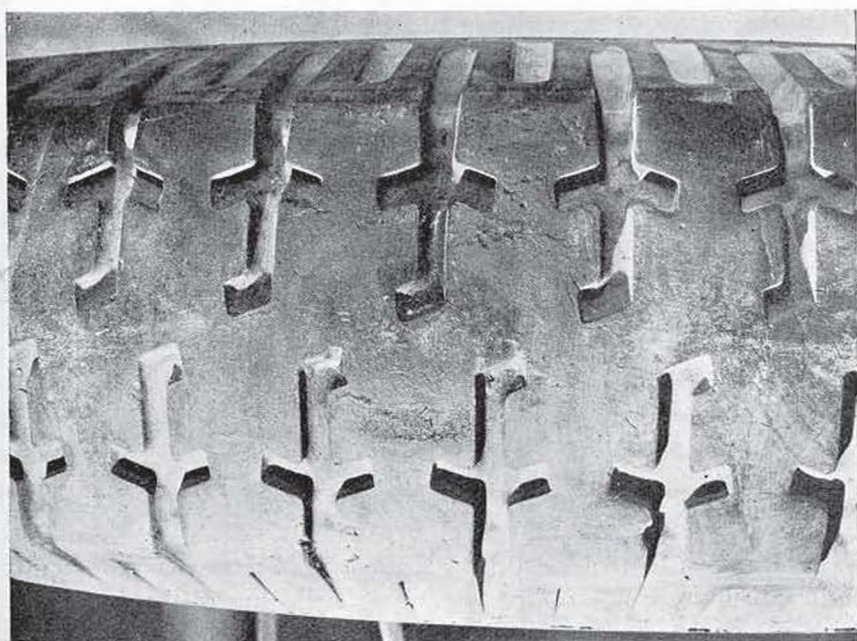


Fig. 4.

entro la quale avviene la vulcanizzazione della para applicata sulla copertura da riparare; nella foto n. 8 la copertura, dopo completata la vulcanizzazione, pronta per essere immagazzinata.

In genere tutti i vari lavori inerenti alla vulcanizzazione, richiedono particolare cura e competenza, quelli però relativi alla ricostruzione devono essere eseguiti alla perfezione e ciò per due principali motivi:

1° - nella ricostruzione di una copertura la difficoltà maggiore sta nel far attaccare perfettamente il battistrada alla carcassa;

2° - la ricostruzione delle coperture è molto più costosa della normale riparazione e quindi gli eventuali scarti di lavorazione, quando si verificassero in numero rilevante, inciderebbero molto sul costo delle coperture ricostruite ed accettate al collaudo.

Certo è che se la ricostruzione di una copertura è eseguita a perfetta regola d'arte e praticata anche sui fianchi, la gomma ricostruita si presenta esteriormente molto ben fatta, tanto da poterla confondere facilmente con una nuova, mentre la resistenza non è inferiore a quest'ultima: la resistenza al consumo poi si può, con una certa tranquillità, considerare soltanto del 25 % inferiore a quella di un eguale tipo di copertura nuova, ma in alcuni casi può anche essere uguale, semprechè l'impiego di essa venga fatto razionalmente e in condizioni ambientali non pessime (temperatura eccessivamente elevata).

Atfinchè la ricostruzione delle coperture dia risultati lusinghieri e tali da giustificare la sua attuazione, è necessario attenersi alle seguenti norme fondamentali:

A) Selezione accuratissima delle carcasse da ricostruire; non evitare di scartare la copertura quando appare il minimo dubbio su una ottima riuscita della ricostruzione. Il lavoro di cernita deve essere effettuato da personale espertissimo, comunque il migliore del laboratorio. Dopo la scotennatura e raspatura, la carcassa si deve presentare in ottimo stato di conservazione; è quindi opportuno scartare le carcasse che presentano fori, tagli, ecc. o indebolimenti delle tele. E' bene, per maggior tranquillità, eseguire sulla carcassa, prima ancora di ricoprirla di fogli di para, una prova di resistenza sottoponendola ad una pressione superiore a quella di esercizio della copertura nuova; se la carcassa resiste, si può essere certi che la copertura ricostruita resisterà maggiormente, perchè alla resistenza della carcassa si aggiungerà quella del battistrada.

B) Impiego di materie prime adatte e fabbricate da ditte serie, che garantiscano un prodotto ottimo e costante nella sua costituzione.

C) Attrezzatura e macchinari moderni e completi in tutti i particolari, onde risultare adatti al particolare compito al quale sono destinati.

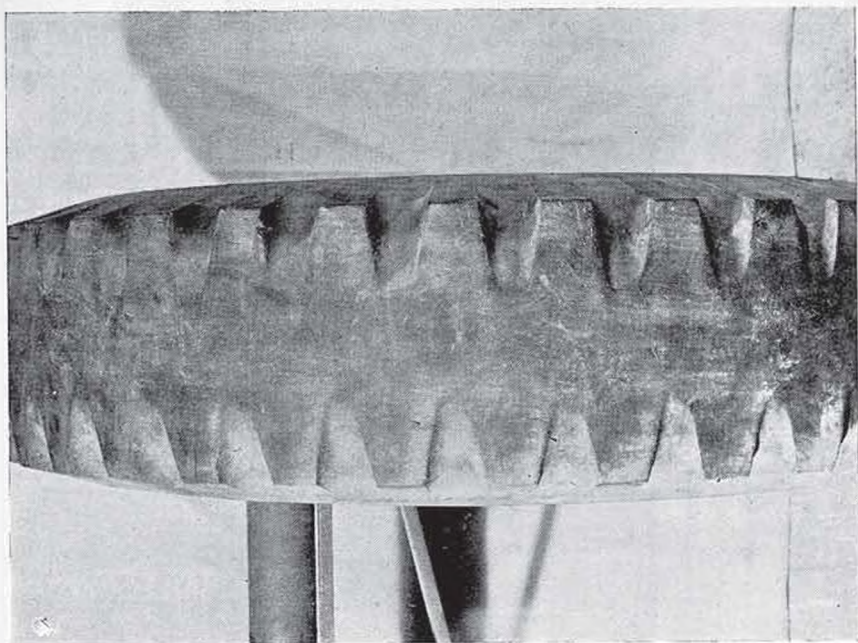


Fig. 5.

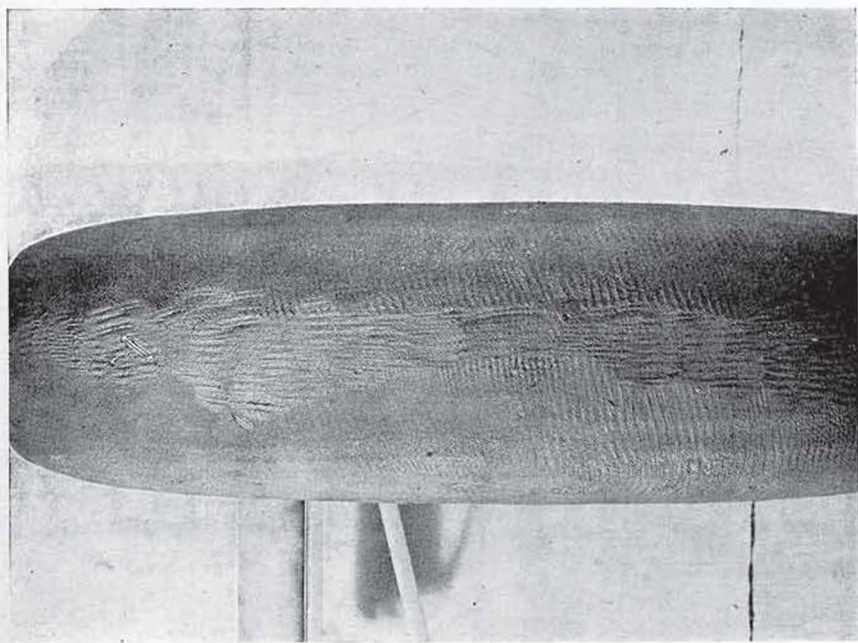


Fig. 6.

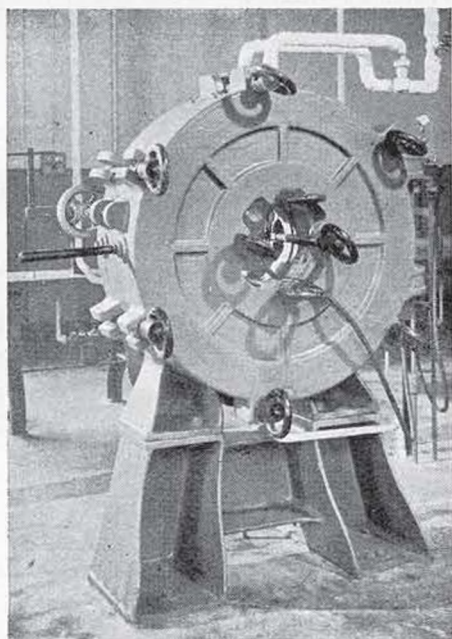


Fig. 7.

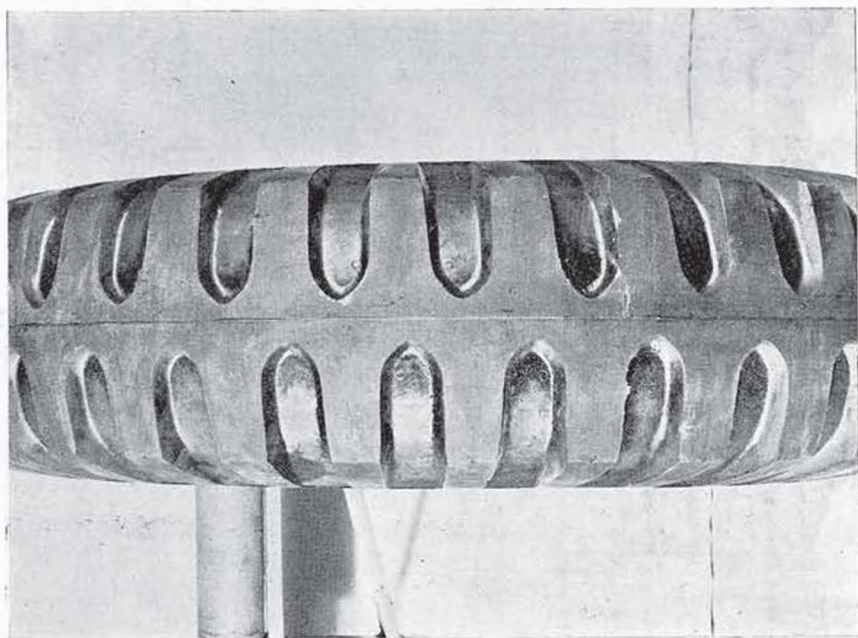


Fig. 8.

E' un errore fare economia nelle attrezzature, perchè una deficiente attrezzatura, oltrechè facilitare la produzione di coperture di scadente qualità, fa aumentare sensibilmente i costi di produzione.

D) La vulcanizzazione delle coperture, già preparate razionalmente, deve essere sempre eseguita con vapore a temperatura costante e nel periodo di tempo prescritto; durante tutto il detto periodo il tecnico addetto alle macchine deve controllare continuamente l'impianto di vulcanizzazione affinché nulla di anormale si verifichi durante la cottura della para.

E) Stagionatura completa della copertura dopo avvenuta la vulcanizzazione. E' indispensabile conservare le coperture ricostruite in un locale asciutto al buio per almeno 20 giorni prima di impiegarle su automezzi.

Concludendo, dal punto di vista tecnico, oggi non vi è nessuna difficoltà ad eseguire perfette riparazioni e ricostruzioni di coperture di qualsiasi tipo e dimensioni e la sicurezza nell'impiego di dette coperture non è certo inferiore a quella che si può avere dai pneumatici nuovi di egual tipo, dimensioni e qualità.

ECONOMICO.

Il prezzo di ricostruzione di una copertura dipende dal suo stato d'uso, dalle dimensioni e dalla ditta che ha eseguito il lavoro.

L'Amministrazione militare in passato ha stipulato con varie ditte un prezzo a *forfait* per ogni tipo di gomma; il contratto relativo a questi lavori prescriveva determinate condizioni tecniche e norme di collaudo.

Tanto la riparazione, quanto la ricostruzione delle coperture sono lavori di alto interesse economico, perchè, con una limitata spesa, è possibile riutilizzare una gomma guasta ed adoperarla ancora per lungo tempo, anzichè impiegarne una nuova di costo assai elevato.

Secondo il contratto che stipulò l'Amministrazione militare nel 1947 con varie ditte, tra le quali la Pirelli, il prezzo dei pneumatici nuovi e quelli ricostruiti era il seguente:

MISURE	Importo delle coperture nuove	Importo della ricostruzione (a)
5.50 — 15	10.545.—	5.874.—
32 — 6	27.130.—	10.073.—
210 — 20	35.157.—	11.426.—
270 — 20	60.448.—	19.637.—

Esaminando le cifre soprariportate, si rileva che mentre per le gomme delle vetture, la ricostruzione non dà una reale economia, quella delle coper-

ture pesanti (autocarri, autoblindo, rimorchi) è indubbiamente molto economica; infatti, esaminando le quotazioni sopra riportate e tenendo conto del maggior consumo delle coperture ricostruite (b) e del prezzo ricavabile alienando la copertura fuori uso (c), si ha: $P_r = a + b + c$ e sostituendo le quotazioni riferite ai due tipi di copertura da 5.50 - 15 e 270 - 20, si ottiene:

— copertura 5.50 — 15 — ricostr. L. $5.874 + 1.468 + 500 = \text{L. } 7.842$;

— copertura 270 — 20 — ricostr. L. $19.637 + 4.910 + 2500 = \text{L. } 27.047$.

Esaminando questi valori e confrontandoli con i prezzi di vendita dei copertoni, si rileva che mentre con la ricostruzione delle coperture per vettura, l'economia è limitata solo al 20% circa, nella ricostruzione delle coperture pesanti l'economia può superare anche il 60%. Ciò vuol dire che la ricostruzione della copertura per vettura può anche non essere conveniente dal lato economico, mentre nelle altre coperture di dimensioni maggiori, la ricostruzione è senz'altro utilissima.

RIFORNIMENTO MATERIE PRIME.

Come si è già detto all'inizio di queste note, l'entità del rifornimento dall'estero delle materie prime necessarie per costruire pneumatici è enorme e, se in tempo di pace esso ha solo ripercussioni sulla bilancia commerciale, in un eventuale conflitto potrebbe avere importanza eccezionale, perchè mancando la gomma e il cotone e non potendosi importare pneumatici, gli autoveicoli non potrebbero marciare e, senza l'ausilio dei mezzi meccanici, le probabilità di condurre ed affermarsi nel conflitto sarebbero quasi nulle.

Se infatti si considera il peso di una copertura 270 - 20 che è di kg. 63,500, del quale il 90% è costituito da prodotti d'importazione, il quantitativo di materie prime d'importazione necessarie per fabbricare le 7 coperture di un autocarro pesante è dato da:

$$\text{kg. } 63,500 \times \frac{90}{100} \times 7 = \text{kg. } 400 \text{ (1)}.$$

Oltre a ciò è da aggiungersi il peso delle materie prime necessarie per fabbricare le 7 camere d'aria.

Se ora si pensa al consumo totale dei pneumatici, sia per gli usi militari che per quelli civili, si avrà la precisa sensazione della rilevante entità delle

(1) Per ricostruire una copertura 270-20 occorrono kg. 13 di materie prime di importazione (gomma e nerofumo); tenendo conto del maggior consumo che subisce una copertura ricostruita (25%) in confronto di una nuova e paragonando il valore ottenuto $(\text{kg. } \frac{13 \times 25}{100} + 13 = \text{kg. } 16,250)$ al peso delle materie prime da importare, occorrenti per fabbricare un ugual tipo di gomma nuova $(\text{kg. } \frac{63,500 \times 90}{100} = \text{kg. } 57,150)$, si rileva chiaramente che la ricostruzione delle coperture permette una economia di materie prime d'importazione superiore al 70%.

materie prime da importare che possono raggiungere cifre assolutamente iperboliche.

Allo scopo di fare cosa grata a coloro che amano sintetizzare i problemi in cifre, si riporta un calcolo semplificativo delle materie prime che l'Italia deve importare dall'estero per costruire i pneumatici necessari alla vita di una divisione di fanteria in piena attività operativa.

Supponendo che la divisione abbia:

— 1600 autocarri (1000 medi e 600 pesanti) e

— 300 rimorchi a due assi (150 con coperture 270 - 20 e 150 con coperture 210 - 20), tralasciando per semplicità di calcolo tutti gli altri automezzi (vetture, moto, autoblindo, ecc.);

e supponendo di dover sostituire in un anno tutte le coperture;

il quantitativo delle materie prime da importare per soddisfare le esigenze di una divisione impiegata in tempo di guerra, risulterebbe:

$$6 \times 1000 \times 32,400 = \text{kg. } 194.400 \text{ (autocarri medi)}$$

$$6 \times 600 \times 57,150 = \text{kg. } 205.740 \text{ (autocarri pesanti)}$$

$$8 \times 150 \times 57,150 = \text{kg. } 68.580 \text{ (rimorchi pesanti)}$$

$$8 \times 150 \times 32,400 = \text{kg. } 38.880 \text{ (rimorchi medi)}$$

$$\text{Totale} \quad \text{kg. } 507.600$$

Il quantitativo, come si vede, non è indifferente, e se si tiene conto di tutte le necessità dell'esercito, esso assumerebbe cifre elevatissime, che debbono preoccupare se l'importazione fosse difficile o quanto mai aleatoria.

L'impiego della riparazione e ricostruzione delle coperture farebbe invece ridurre del 70% queste cifre, e ciò non è da sottovalutarsi, specie quando vi fosse difficoltà di importare materiali dall'estero, come è stato per l'Italia nell'ultima guerra.

Presso l'O.A.R.E., come già si è detto, si sta completando un perfetto impianto di vulcanizzazione, attrezzato con moderni macchinari ed in grado di compiere lavori di riparazione e di ricostruzione; inoltre ha anche la possibilità di fabbricare ricambi di gomma destinati agli automezzi in riparazione presso l'officina e non sempre reperibili nel commercio. Il laboratorio, quando sarà ultimato, avrà la potenzialità sufficiente a soddisfare tutte le necessità dell'officina ed eseguire anche altri lavori, semprechè vi sia la possibilità di avvalersi di personale specializzato.

Il laboratorio, che è già entrato in funzione, ha eseguito solo a titolo sperimentale la ricostruzione di alcune coperture allo scopo di provare l'efficienza dell'impianto e la capacità del personale. Dalle prime prove pratiche d'impiego delle coperture ricostruite, si è notato che le coperture dopo 5000 km., sottoposte ad un carico del 20% maggiore a quello prescritto, non hanno dato luogo a nessun inconveniente.

III.

La ricostruzione delle coperture in genere ed in particolare quelle superiori alla misura 600 - 16 è indubbiamente utile dal lato economico in tempo di pace, mentre è indispensabile in caso di guerra, e ciò perchè permette di ridurre il consumo di alcune materie prime di difficile reperimento per tutti, ma in modo particolare per quegli Stati che sono poveri, come è il nostro.

Non vi sono ragioni tecniche che sconsigliano questo lavoro, tanto è vero che paesi ricchi più di noi (Inghilterra e S.U.A.) anche nell'ultima guerra mondiale ricostruirono e ripararono le coperture guaste e anche in Italia furono impiantati attrezzati laboratori per la vulcanizzazione. Si soggiunge inoltre che i civili ricorrono largamente alla ricostruzione delle coperture anche quando sono montate su autobus destinati al trasporto passeggeri.

A maggior tranquillità di coloro che nell'esercito hanno ancora dubbi sulla sicurezza nell'impiego della copertura ricostruita, è bene ricordare che i pneumatici guasti, scartati dai nostri reparti, sono sempre in condizioni molto migliori di quelli degli automezzi civili. Infatti mentre questi ultimi marciano sempre con gli autocarri a pieno carico, superando quasi sempre il limite massimo di carico stabilito dalle case produttrici dei pneumatici, i nostri autocarri vengono raramente impiegati con il carico normale, ma quasi sempre inferiore ad esso e, non di rado, completamente scarichi. Inoltre, mentre i percorsi compiuti dai nostri mezzi sono sempre brevi, quelli civili sono lunghissimi e compiuti senza fermate intermedie; il conduttore civile non si preoccupa se le coperture si riscaldano eccessivamente, perchè a lui interessano solo due cose: *portare molta merce e fare presto*. Sono due principi che non possono andare d'accordo con una buona manutenzione dei pneumatici. Pur tuttavia i civili ricorrono sempre alla ricostruzione delle coperture e solo si preoccupano, specie se l'automezzo è destinato al trasporto di persone, di non applicare la copertura ricostruita alle ruote anteriori; ma, ad eccezione di questa precauzione, niente altro fanno e le coperture guaste non le scartano mai, specie se la carcassa è in ottimo stato d'uso.

Il copertone guasto, normalmente, in possesso degli Enti militari, è sempre in migliori condizioni di quello dei civili, specialmente ora che la manutenzione degli automezzi ed il continuo controllo da parte delle Direzioni della Motorizzazione sono eseguiti con oculatezza ed elevata perizia tecnica.

E' perciò necessario convincere gli scettici che la ricostruzione delle coperture, quando viene effettuata da personale tecnicamente capace, e seguendo le norme sopradescritte, è un lavoro che dà la massima garanzia di ottima riuscita; l'impiego delle coperture ricostruite può quindi essere effettuato con la massima tranquillità e senza alcuna preoccupazione.

Se è vero che le coperture riparate e ricostruite non vengono garantite nella loro sicurezza d'impiego, è altrettanto vero che nessuna garanzia viene mai concessa dalle fabbriche sulle coperture nuove e non sono rari i casi di mortali incidenti automobilistici dovuti allo scoppio di pneumatici nuovi.

Direttore responsabile: Colonnello SIRO BERNABÒ

Proprietà letteraria e artistica riservata

Tipografia Regionale - Roma - Piazza Manfredo Fanti, 42